

Pasi Rinne

**TOYOTAN VAIHDELAATIKON SUUNNITTELU KILPAKÄYTTÖÖN  
SOVELTUVAKSI**

# **TOYOTAN VAIHDELAATIKON SUUNNITTELU KILPAKÄYTTÖÖN SOVELTUVAKSI**

Pasi Rinne  
Opinnäytetyö  
Kevät 2015  
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  
Oulun ammattikorkeakoulu

# TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma, auto- ja kuljetustekniikka

---

Tekijä: Pasi Rinne

Opinnäytetyön nimi: Toyotan vaihdelaatikon suunnittelu kilpakäyttöön soveltuvaksi

Työn ohjaaja: Mauri Haataja

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2015 Sivumäärä: 61 + 1 liite

---

Työn aiheena oli suunnitella Toyotan C53-vaihteisto kilpakäyttöön soveltuvaksi. Työssä suunniteltiin vaihteisto teoreettisesti ja laadittiin 3D-malli, josta voi valmistaa toimivan vaihteiston. Työssä tehtiin myös jonkin verran käytännön töitä, esimerkiksi vaihteensiirtohaarukoita muokattiin.

Suunnittelutyön tavoitteena oli varmatoiminen ja olemassa olevalla kalustolla kustannustehokkaasti valmistettava kilpa-auton vaihteisto. Ulkoisesti vaihdelaatikko pidettiin tietoisesti alkuperäisenä, jolloin kytkentä moottoriin, vetoakseleihin ja muihin laitteisiin on toteutettavissa ilman kalliita erikoisratkaisuja. Myös vaihteiston yleisyyden takia siihen on aihioita saatavilla edullisesti.

Vaihteiston kuoret pysyvät alkuperäisinä, mutta kuorien sisällä joutui tekemään melko suuria muutoksia joihinkin kohtiin. Hammaspyörät ja akselit uudistuivat täysin, vaihteensiirtäjiä ja siirtäjän akseleita joutui muokkaamaan ja sitä kautta joutui muokkaamaan myös vaihteiston kuoria sisäpuolelta. Tuloksena oli teoreettisella tasolla toimiva vaihteisto.

Kaiken mennessä suunnitelmien mukaan yrityksessä jatketaan suorakytkentä-vaihteistojen suunnittelua ja valmistusta myös erimerkkisten ajoneuvojen vaihteistoihin. Tarkoituksena olisi tulevaisuudessa valmistaa ainakin Volvo- ja Volkswagen-merkkisten ajoneuvojen suorakytkentävaihteistoja. Suunniteltavina ovat kyseisten merkkien vaihteistot, koska niitä on paljon käytössä autourheilussa.

---

Asiasanat: vaihteisto, suunnittelu, hammaspyörä, akseli, suorakytkentä

## **ALKULAUSE**

Haluan kiittää työn tilaajaa Matilatechin toimitusjohtajaa Jarmo Matilaa mahdollisuudesta osallistua tähän projektiin ja asiantuntevasta avusta ja tuesta opinnäytetyön eri vaiheissa, työn ohjaajaa yliopettaja Mauri Haatajaa työn teoriaosion ohjauksesta sekä lehtori Tuija Juntusta työn tekstin ohjauksesta. Haluan kiittää myös yhteistyökumppaneita, joilta sai ammattimaista tietoa sekä käyttöön erilaisia työstökoneita.

Alajärvellä 22.5.2014

Pasi Rinne

# SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
1.1 T:mi Matilatech	7
1.2 Suunnittelutyö	7
2 HAMMASPYÖRÄVOIMANSIIRTO	9
2.1 Hammaspyörät	9
2.1.1 Vino lieriöhammastus	11
2.1.2 Suora lieriöhammastus	12
2.1.3 Moduuli	13
2.1.4 Ryntötapautuma ja hammasmuoto	14
2.1.5 Ryntösuhde ja rajahammasluku	15
2.1.6 Profiilinsiirto	16
2.1.7 Hammaspyörien lujuus- ja tehonsiirtolaskelmat	18
2.2 Akselit	21
2.2.1 Kiila ja uraliitokset	21
2.2.2 Akselit tehon siirtäjinä	22
2.2.3 Voimat, momentit ja nimellisjännitykset	24
2.2.4 Väsymislujuusmitoitus	24
2.3 Vierintälaakerointi	27
2.3.1 Vierintäväsyminen	28
2.3.2 Vierintämyötö	28
2.3.3 Vaihteistossa käytössä olevat laakerityypit	29
2.4 Synkronoituvaihteisto	29
2.5 Suorakytkentävaihteisto	31
2.6 Vaihteistojen erot	33
3 AJOTILATUTKIMUS	34
3.1 Ajovastukset	34

3.1.1	Voimansiirtovastus $F_v$	34
3.1.2	Renkaan vierintävastus $F_r$	34
3.1.3	Ilmanvastusvoima $F_i$	35
3.1.4	Kiihdytysvastus $F_a$	35
3.1.5	Pyörivien osien hitauskerroin $\Psi$	35
3.2	Välityssuhteet	36
3.3	Ajoneuvon kiihtyvyys	36
3.4	Vetovoima $F_p$	37
4	VALMISTUSMENETELMÄT	38
4.1	Sorvaaminen	38
4.2	Jyrsiminen	40
4.3	Höylääminen	42
4.4	Hammaspyörien valmistusmenetelmät	43
4.5	Lämpökäsittely	44
4.6	Hiiletyskarkaisu	45
5	VAIhteiston SUUNNITELU	46
5.1	Välityssuhteitten suunnittelu	46
5.2	Akselien ja hammaspyörien suunnittelu	51
5.2.1	Akselien suunnittelu	52
5.2.2	Hammaspyörien suunnittelu	53
5.3	Vaihteensiirtäjien muokkaaminen	55
5.4	Osien valmistuksen suunnittelu	56
6	POHDINTA	59
	LÄHTEET	61
	LIITTEET	
	Liite 1 Piirustukset	

# **1 JOHDANTO**

## **1.1 T:mi Matilatech**

Työn tilaaja on T:mi Matilatech, joka on Etelä-Pohjanmaalla Alajärvellä sijaitseva vuonna 2007 perustettu yritys. Aluksi yritys toimi nimellä Nettitarra, joka valmisti mainostarroja ja painatuksia vaatteisiin, esimerkiksi autourheilutiimeille autoihin mainostarroja sekä tiiminjäsenille painatuksia vaatteisiin. Sittemmin vuonna 2011 yritys myi nimensä, laitteensa sekä toimintansa eteenpäin ja vaihtoi nimensä Matilatechiksi. Vuodesta 2011 T:mi Matilatech on vuosi vuodelta laajentanut toimintaansa. Laajennusta pyritään tekemään lisää muun muassa tämän opinnäytetyön avulla.

Yrityksen toimintaan tällä hetkellä kuuluu erilaisia autoiluun liittyviä asioita kuten kansikoneistukset, venttiilityöt sekä erilaiset kilpa-autojen rakentelutoiminpiteet. Yrityksessä tehdään myös lähinnä koneistukseen liittyviä metallitöitä. Yritys tarjoaa lisäksi eri 3D-ohjelmien käyttöopetusta kurssimuotoisesti. Yrityksellä on erilaisia työstökoneita, kuten sorvi, sylinterikannen oikaisukone, venttiilien työstökone ja 3D-tulostin. Lisäksi yhteistyökumppaneiden kautta käytössä on ajanmukaiset kaksi- ja kolmeakseliset CNC-sorvit sekä kolmeakselinen CNC-työstökeskus. Myös alumiinin työstöön on viisiakselinen CNC-työstökeskus.

Opinnäytetyön aihe on hyödyllinen sekä tilaajalle että työn tekijälle. Tämä opinnäytetyö ja sen onnistuminen ratkaisee, hankitaanko yritykselle mahdollisesti tulevaisuudessa laitteet, joilla myös hammaspyörrien ja akseleiden valmistus tulisi mahdolliseksi.

## **1.2 Suunnittelutyö**

Työssä suunnitellaan synkronoitu Toyotan C53-vaihteisto lähes kokonaan uudeksi muuttaen toimintatapa suorakytkentävaihteistoksi säilyttäen kuitenkin alkuperäinen perävälitys ja tasaussyörästä. Optiona tasaussyörästä voidaan tar-

vittaessa lisätä lukko. Vaihteistoon valmistetaan uudet rattaat, akselit, kytkentäpyörät, laakerointi ja välitykset. Lisäksi vaihteistossa muokataan vaihteensiirtäjiä ja -siirtäjien akseleita. Vaihdelaatikon kuoret pysyvät ulkoisesti muuttumattomina, mutta kuorien sisälle ei jää mitään täysin alkuperäistä.

Suunnittelutyön tavoitteena on varmatoiminen ja olemassa olevalla kalustolla kustannustehokkaasti valmistettava kilpa-auton vaihteisto. Ulkoisesti vaihdelaatikko pidetään tietoisesti alkuperäisenä, jolloin kytkentä moottoriin, vetoakselihin ja muihin laitteisiin on toteutettavissa ilman kalliita erikoisratkaisuja. Myös vaihteiston yleisyyden takia vaihdelaatikon aihioita on saatavilla edullisesti. Kyseinen C53-vaihteisto on käytössä monissa vuosien 1989 - 2005 Toyotan automalleissa.



## 2 HAMMASPYÖRÄVOIMANSIIRTO

Hammaspyörävoimansiirtoa eli kansankielellä vaihdelaatikkoo käytetään lähes kaikissa ajoneuvoissa. Ajoneuvojen vaihteistojen pääasiallinen tarkoitus on muuttaa välitystä siten, että liikkeellelähtö sekä suurella nopeudella ajaminen mahdollistuu. Nykyaikaisten henkilöautojen vaihteistossa on viisi tai kuusi vaihdetta eteenpäin sekä peruutusvaihte. Vaihteistoja on erilaisia, mutta päätarkoitus on kaikissa sama.

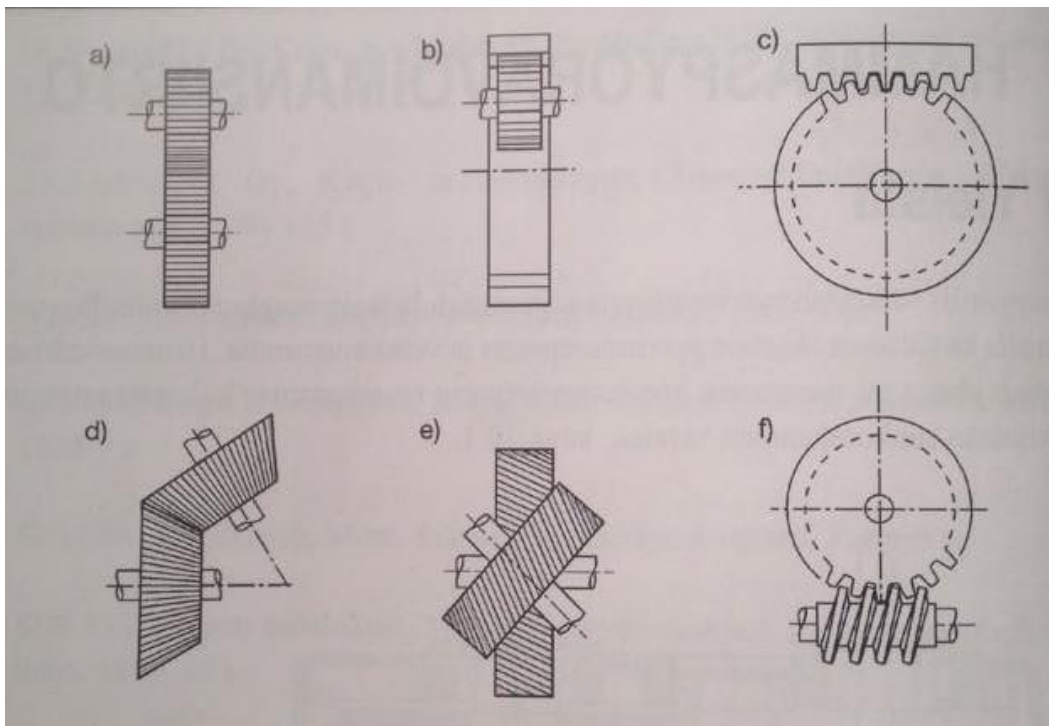
Takapyörävetoisten autojen vaihdelaatikon toiminta perustuu siihen, että kytkin-akseli välittää voiman joko suoraan tai ryhmäpyörästön kautta pääakseliin. Etupyörävetoisten autojen vaihteisto poikkeaa takapyörävetoisten autojen vaihteistosta jonkin verran, sillä niistä puuttuvat pää- ja sivuakselit. Hammaspyörät ovat laakeroitu joko kytkin- tai pienen vetopyörän akseliin riippuen toimintatavasta. Lisäksi etupyörävetoisten autojen vaihdelaatikon kanssa samoihin kuoriin on sisällytetty myös vetopyörästö toisin kuin takapyörävetoisten autojen vaihteistoihin. (1, s. 100, 108.)

### 2.1 Hammaspyörät

Hammaspyörä on koneenelin, jonka hampaat siirtävät liikkeen toiseen vastaavaan koneenelimeen näiden ollessa rynnössä. Hammaspyöräpari muodostuu kahdesta keskenään rynnössä olevasta hammaspyörästä. Perushammaspyörä on kuviteltu hammaspyörä, jossa on teoreettisesti oikea hammasprofiili, joka on perusteena valmistettaessa oikean hammaspyörän hammasprofiilia vierintämenetelmällä. Kun kyseessä on lieriöhammaspyörä, yleensä perushammaspyörä korvataan perushammastangolla. (2, s. 9.)

Hammaspyörillä siirretään pyörimisliikettä voimansiirtolaitteistossa akselilta toiselle muuntaen samalla tarvittaessa akseleiden välitystä. Hammasvaihteella tarkoitetaan yhden tai useamman hammaspyöräparin muodostamaa kokonaisuutta, joka toimii kiinteän runkorakenteen varassa. (3, s. 247.)

Hammaspyörät voi jakaa eri ryhmiin toimintatavan mukaan: yhdensuuntaiset akselit, joilla on ulkopuolinen lieriöhammaspyöräpari (kuva 1, kohta a) ja sisäpuolinen lieriöpyöräpari (kuva 1, kohta b). Kun vastapyörän säde on kasvanut ääretömän suureksi, pyörä muuttuu hammastangoksi ja liike samalla suoravivaiseksi (kuva 1, kohta c). Jos akselit leikkaavat toisiaan, on kyseessä kartiohammaspyöräpari (kuva 1, kohta d). Kun akselit ovat ristikkäin, mutta eivät leikkaa toisiaan, on kyseessä ruuvipyöräpari (kuva 1 kohta e). Kun akselit ovat kohtisuorasti ristikkäin, on kyseessä kierukka-kierukkapyöräpari (kuva 1, kohta f). (3, s. 247.)

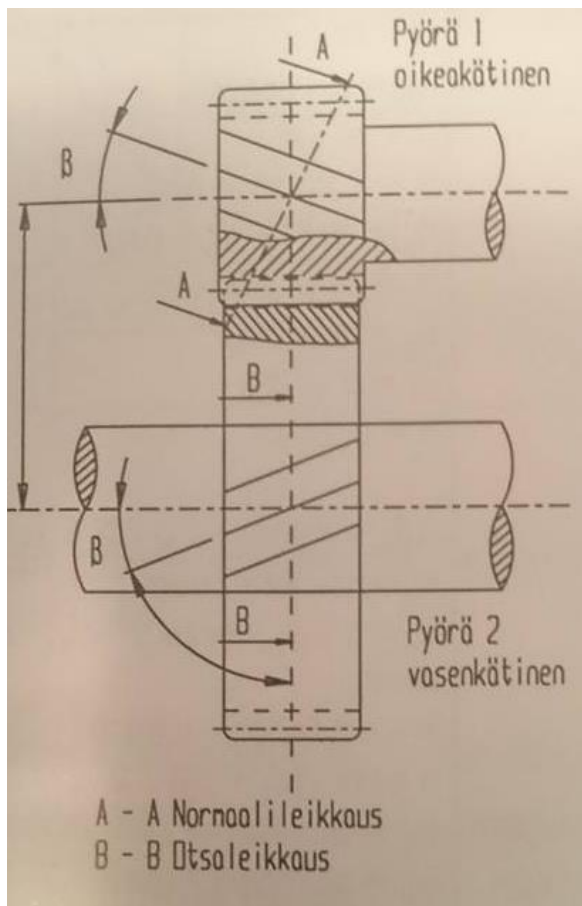


*KUVA 1. Hammaspyöriä toimintatavoittain (3, s. 248)*

Tässä työssä akselit ovat samansuuntaiset, joten keskitytään selventämään ulkopuolisen lieriöpyöräparin erilaisia variaatiota. Hammaspyörien hammastuksia on monenlaisia. Seuraavaksi käsitellään lieriöhammaspyörien erilaisia hammastuksia.

### 2.1.1 Vino lieriöhammastus

Vinohampaisten hammaspyörien hampaat ovat vinossa akselisuuntaan katsoen. Hammaspyöräparin toimivuuden kannalta on ehdotonta, että hampaitten vinouskulmat  $\beta$  ovat toisistaan peilikuvat. Vinohampaisten pyörien hampaitten valmistus onnistuu samoilla työkaluilla kuin suora hampaisten hammaspyörienkin teko. Poikkeuksena työkalu tulee kääntää hampaan profiilin vinouskulman määräämään asentoon. Hampaan koko ei normaalileikkauksessa muutu verran suorahampaiseen, mutta pyörimissuuntaan nähden hampaan paksuusmitat kasvaa  $1/\cos\beta$  verran. Vinouskulman ansiosta ryntöön saadaan yhtäaikaaisesti useita hampaita. Kuvassa 2 on havainnollistava esimerkki  $\beta$ -vinouskulmasta (3, s. 262.)



KUVA 2. Vinohampaisen lieriöpyöräparin kaaviollinen kuvaus, kuvassa esillä  $\beta$ -vinouskulma (3, s. 262)

Vaihteistossa vakiona käytössä olevissa hammaspyörissä on käytössä vinohammastus. Vinohammastuksen hyötyjä ovat sen hiljaisuus ajomukavuutta ajatellen. Huonoa vinohammastuksessa on siitä aiheutuvat aksiaalisuuntaiset voimat ja kohtuullisen suuret häviöt. Kuvassa 3 on vinohampainen lieriöhammaspyörä. (1, s. 108.)



*KUVA 3. Vinohampaiset lieriöhammaspyörät Toyota Corolla*

### **2.1.2 Suora lieriöhammastus**

Suunniteltuun vaihteistoon tulee suorahampaiset hammaspyörät (kuva 4). Suorahampaisissa pyörissä häviöt ja aksiaalisuuntaiset voimat ovat pienet. Huonoa suorahammastuksessa on niistä lähtevä ääni, mutta kova ääni ei tässä tapauksessa haittaa, sillä vaihteiston käyttökohteena on kilpa-auto. Vaihteiston suunnittelussa tavoitellaan vain ajoneuvon maksimi suorituskykyä.



*KUVA 4. Suorahampainen lieriöhammaspyörä Mitsubishi EVO 8*

### **2.1.3 Moduuli**

Hammaspyörien valmistuksen geometristen arvojen laskennassa on otettu käyttöön moduuli  $m$  eli halkaisijajako. Moduuli on hammaskokoon liittyvä vakiosuhdeluku, jonka yksikkönä käytetään [ mm ]. Moduuli on monikäyttöinen apusuure laskennassa ja se luonnehtii hampaan kokoa. Monissa tapauksissa moduulin avulla operoitaessa päästään eroon  $\pi$ :n arvon käyttämisestä mittaluvuissa. Moduuli määrää hammaspyörien hampaiden valmistuksessa käytettävän terän. Kuvassa 5 on taulukoitu standardin mukaiset moduulit ja niiden sarjat. (3, s. 251 - 252.)

Moduuli $m$ (mm)			
Sarja 1	Sarja 2	Sarja 1	Sarja 2
0,5	0,55	5	5,5
0,6	0,7	6	7
0,8	0,9	8	9
1	1,125	10	11
1,25	1,275	12	14
1,5	1,75	16	18
2	2,25	20	22
2,5	2,75	25	28
3	3,5	32	36
4	4,5	40	45
		50	-

KUVA 5. Standardin SFS 3093:n määrittelemät suosittavat moduulit (3, s. 252)

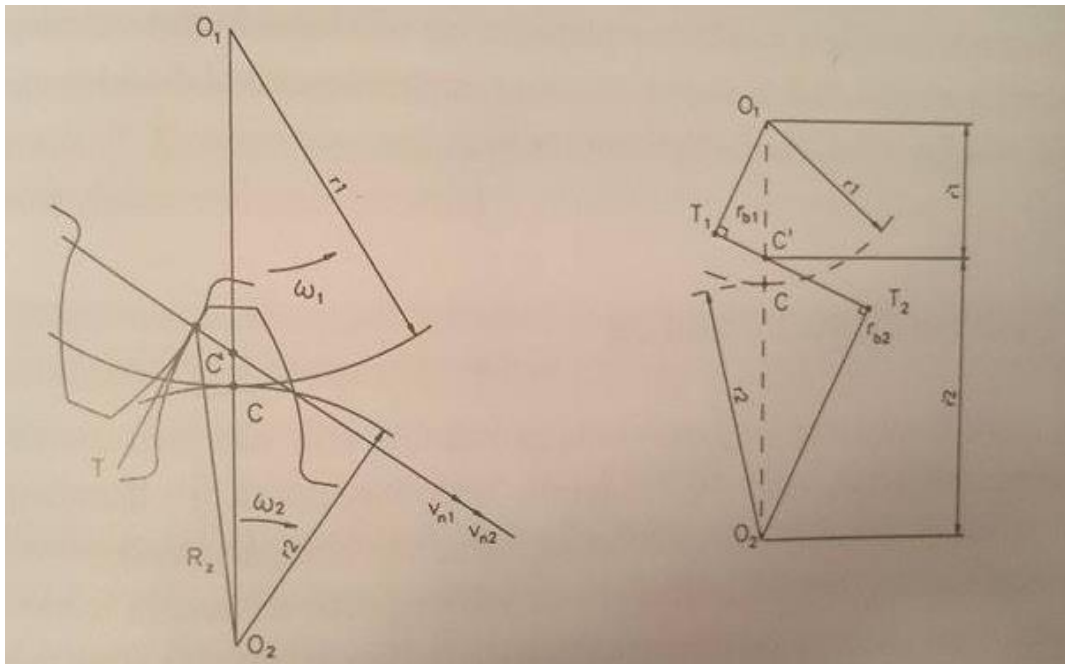
#### 2.1.4 Ryntötahtuma ja hammasmuoto

Seuraavaksi suoritetaan tarkastus hammaspyöräparin ryntötahtuma hampaiden hetkellisessä kosketuspisteessä (kuva 6.). Nopeusvektorit  $v_{n1}$  ja  $v_{n2}$ , joiden täytyy olla yhtä suuria eli  $v_{n1} = v_{n2}$ , ovat kosketuskohdan kaarevuussäteiden muotoisia. Muuten hampaat irtoaisivat rynnöstä tai hampaan kylki tunkeutuisi toisen sisään. Tästä seuraa se, että  $r_{b1} \cdot \omega_1$  on  $r_{b2} \cdot \omega_2$ , sillä  $v_{n1}$  on  $r_{b1} \cdot \omega_1$  ja  $v_{n2}$  on  $r_{b2} \cdot \omega_2$ . Edellä olevasta seuraa yleensä, että pyörän 2 kulmanopeus pystytään ilmaisemaan  $\omega_1$  avulla hammaskosketuksen joka vaiheessa, sillä  $\omega_2$  on  $r_{b1} / r_{b2} \cdot \omega_1$ . (3, s. 252.)

Jos voimansiirrossa vaatimuksena pidetään, että käytetyn hammaspyörän hetkittäinen nopeus rynnön aikana pysyy muuttumattomassa suhteessa käyttävän hammaspyörän pyörimisnopeuteen, siitä seuraa yleinen vaatimus vastakkain olevien hampaiden kylkiprofiilille: "Kahden toisiaan koskettavan hampaan kyljen kosketuspisteen kautta asetetun kylkinormaalien tulee aina kulkea vierintäympyröiden sivuamispisteen kautta (Piste C)" (3, s. 252.)

Hammaslain ilmaiseman ehdon ymmärtää paremmin tutkimalla kuvan 6 samanmuotoisia kolmioita  $O_1 T_1 C$  ja  $O_2 T_2 C$ , joista havaitsee, että suhteet  $O_1 T_1 / O_2 T_2 = r_{b1} / r_{b2}$ , pysyy vakiona vain, jos suora  $T_1 T_2$  saman pisteen C kautta.

Pisteessä C on hammaspyöräparin vierintähalkaisijan sivuamispiste. Kuvassa olevassa tapauksessa nopeussuhde ei pysy vakiona. (3, s. 252 - 253.)



KUVA 6. Kaaviokuva hammaspyöräparin ryntötapahtumasta sekä pyörimisliikkeen välittymisestä akselilta toiselle (3, s. 253)

### 2.1.5 Ryntösuhde ja rajahammasluku

Hammaspyörien hammasluvun minimoimista rajoittavat ryntösuhde ja tyviloven muodostuminen. Hammaspyörävaihteiston taloudellisuuden kannalta on tärkeää, että hammaspyörä on mahdollisimman pienikokoinen ja hammasluku on mahdollisimman pieni. (3, s. 257.)

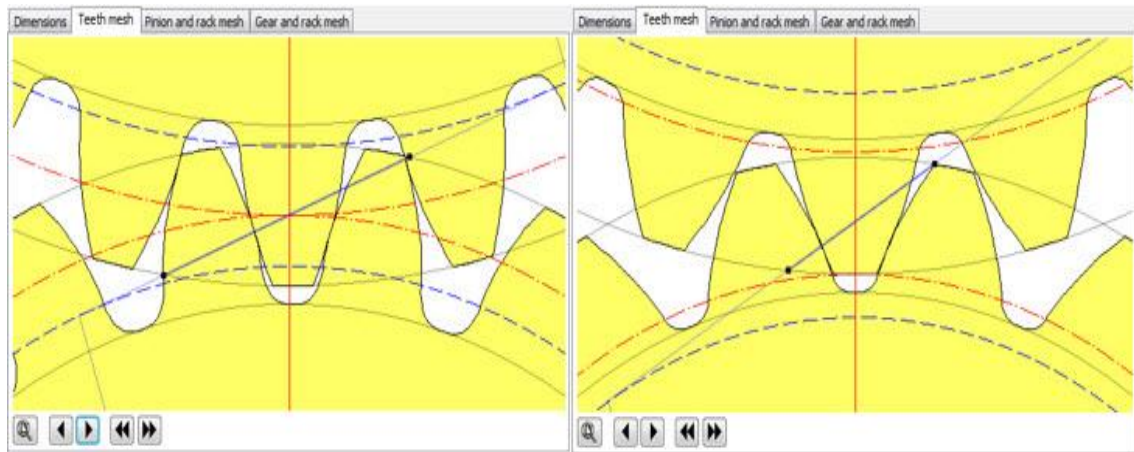
Ryntösuhde on ryntöjanan pituuden suhde hammaspyörän perusympyrältä mitattuun jakoon. Normaalityapauksessa ryntösuhde on 1,4 - 1,8 välillä, mutta sen minimiarvo voi olla 1,1 hitaasti pyörivissä koneistoissa. Ryntösuhteella kuvataan hampaan kosketuksen alku- ja loppuhetkien välisenä aikana ryntöön osallistuvien hammaspyörien hampaiden määrää. Ryntösuhteen teoreettinen minimiarvo  $\epsilon$  on 1, mistä seuraa (esimerkiksi ryntökulmalla  $\alpha = 20^\circ$ ) evolventti hammaspyöräparin yhteiseksi minimi hammasluvuksi  $(z_1 + z_2) = 17,3$  kpl. (3, s. 258.)

Hammaspyörän valmistuksessa pyrittäessä pieneen hammaslukuun joudutaan leikkaavaa terää työntämään perusympyrän sisäpuolelle. Silloin terän toinen reuna leikkaa hampaan kylkeen tyviloven, joka pienentää ryntösuhdetta ja heikentää hampaan lujuutta. Vierintäpistomenetelmällä pystyy valmistamaan tyvilovettomia hammastuksia hieman pienemmillä hammasluvuilla. Tällaiset hammaspyörät eivät toimi hammastankojen kanssa. Tyvilovettoman hammaspyöräparin rajahammasluku on vastaavasti 12,3 kpl. Vinohampaisilla lieriöhammaspyörillä ja profiilinsiirron avulla pääsee raja-arvoissa vielä alaspäin. (3, s. 257 - 258.)

#### **2.1.6 Profiilinsiirto**

Profiilinsiirrolla (kuva 7) pystytään muun muassa eliminoimaan tyvilovi. Profiilinsiirtoa on negatiivista, jossa vierintätyöstössä olevaa terää työnnetään työkalupaleen keskiöön päin sekä positiivista, jossa terää työnnetään työkalupaleen keskiöstä poispäin, kuitenkin niin, että valmistuksessa vierintäympyrä pysyy samana. Profiilinsiirtoa ei kuitenkaan voi rajattomasti kasvattaa, koska profiilinsiirtoa kasvattaessa hampaan pää muokkaantuu liian teräväksi, jolloin hampaan lohkeamisvaara lisääntyy huomattavasti. Rajana pidetään käytännössä hampaanpään leveysarvoa  $S_a$ , joka on 0,2 kertaa moduuli. (3, s. 259.)





*KUVA 7. Profiilinsiirto: Vasemman puoleisessa profiilinsiirto on nolla ja oikean puoleisessa hammaspyörärien yhteinen positiivinen profiilinsiirtosumma on kaksi. Kuvasta huomaa, kuinka positiivinen profiilinsiirto leventää hampaan tyveä ja sitä kautta vahvistaa hammasta.*

Jos hammaspyöräparin profiilinsiirtokertoimen summa on pienempi tai suurempi kuin nolla, ryntökulma  $\alpha$  muuttuu positiivisella profiilinsiirrolla suuremmaksi ja negatiivisella pienemmäksi kuin perusryntökulma. Profiilinsiirrottomia hammaspyöriä kutsutaan O-pyöriksi, kun taas positiivisen tai negatiivisen profiilinsiirron mukaan hammaspyöriä kutsutaan V+ tai V- -pyöriksi. (3, s. 260.)

Kaikkia pyörämalleja voidaan käyttää rajoituksetta keskenään ja niistä tulee seuraavat mallitapaukset: O-pyöräpari, jossa kummassakaan hammaspyörässä ei ole profiilinsiirtoa ja todellinen akseliväli vastaa perusakseliväliä. V<sub>O</sub>-pyöräpari, jossa profiilinsiirtokertoimet ovat erimerkkiset mutta saman suuruiset itseisarvoltaan, esimerkiksi 1 ja -1. V+-pyöräpari, jossa yhteinen profiilinsiirtosumma on positiivinen. Sekä V- -pyöräpari, jossa yhteinen profiilinsiirtosumma on negatiivinen. (3, s. 261.)

O-pyöräparissa ja V<sub>O</sub>-pyöräparissa ryntökulmat ovat perusryntökulman suuruiset. V+-pyöräparissa todellinen ryntökulma on suurempi kuin perusryntökulma, kun taas V- -pyöräparissa kulma on pienempi. Kuvassa 8 on esitelty suorahammaspaisten lieriöhammaspyörärien laskentakaavoja. (3, s. 262.)

	Kaava Ulkoammastus
Jakohalkaisija	$d = m \cdot z$
Perushalkaisija	$d_b = d \cdot \cos \alpha$
Jako	$p = m \cdot \pi$
Hampaan korkeus	$h = 2,25 m - \Delta h_a$
Pääkorkeus	$h_a = m (1 + x) - \Delta h_a$
Tyvikorkeus	$h_f = m (1,25 - x)$
Päähalkaisija	$d_a = d + 2h_a$
Tyvihalkaisija	$d_f = d - 2h_f$
Tyvivälys	$c = 0,25 m$
Pääkork.lyhennys	$\Delta h_a = m[(z_1 + z_2) / 2 + x_1 + x_2] - a_w$
Perusjako	$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$
Ryntösuhde	$e_\alpha = 1 / p_b \cdot (\sqrt{(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)}/2 + \sqrt{(d_{a2}^2 - d_{b2}^2)}/2 - a_w \cdot \sin \alpha_w$
Evolventtifunktio(involute $\alpha$ )	$\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha (\text{rad})$
Perusakseliväli	$a = m \cdot (z_1 + z_2) / 2$
Hammaspyöräparin akseliväli, kun $x_1 + x_2 = 0$	$a_w = a$
Hammaspyöräparin akseliväli, kun $x_1 + x_2 \neq 0$	$a_w = a \cdot \cos \alpha / (\cos \alpha_w)$
Ryntökulma vierintäpinnalla	$\cos \alpha_w = a \cdot \cos \alpha / a_w$
Profiilinsiirtokertoimien summa	$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + 2(x_1 + x_2) \tan \alpha / (z_1 + z_2)$ $x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) / 2 \tan \alpha \cdot (\text{inv} \alpha_w - \text{inv} \alpha)$

KUVA 8. Suorahampaisten lieriöhammaspyöräparien laskentakaavoja standardin SFS 3389 mukaan, hampaan perusprofiili on standardin SFS 3094 mukainen (3, s. 261)

### 2.1.7 Hammaspyörien lujuus- ja tehonsiirtolaskelmat

Niin hammaspyörien kuin vierintälaakereidenkin yleiset laskemismenetelmät perustuvat tilastollisen vaurion syntymiseen. Hammaspyörien laskenta tapauksessa tieto perustuu tilastolliseen hammasvaurioon. Rakenteeltaan hammaspyörät ja vierintälaakerit ovat erityyppisiä ja hammaspyörien tilastollinen hajonta vaurioita ajatellen on suurempi kuin laakereilla. Siksi hammaspyörien laskuissa varmuuskertoimet ovat yleensä suuremmat kuin laakereita laskettaessa. (3, s. 263.)

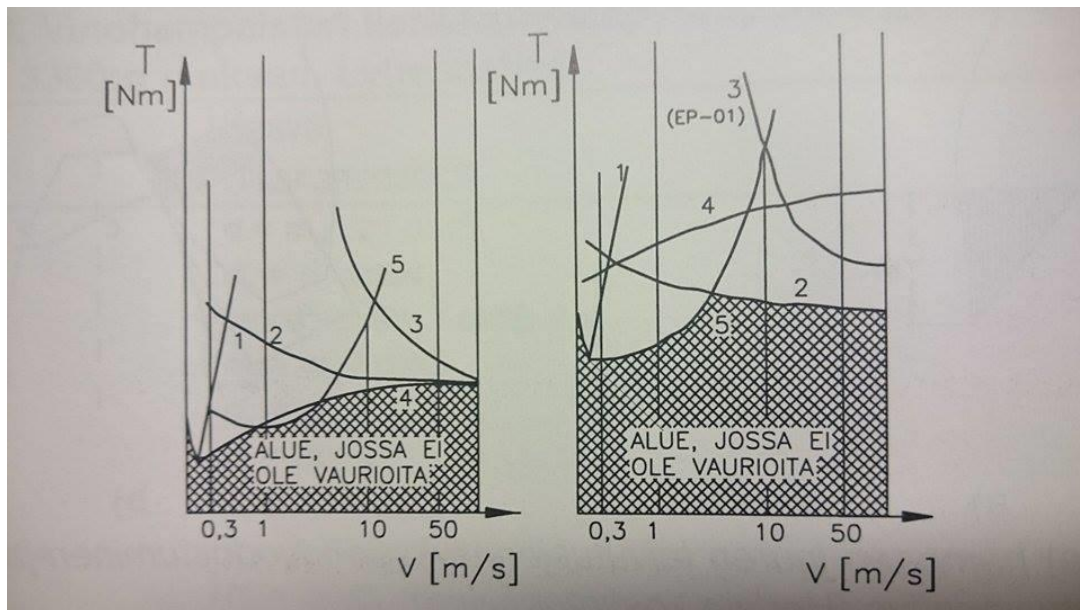
Laskentamenetelmissä hammaspyörien vaurioitumista arvioidaan esimerkiksi: hampaan tyven taivutuslujuutta väsymisen kannalta, kosketuksen aiheuttaman kylkipinnan väsymisen kannalta, voiteluaineen vähyyden aiheuttaman pinnan liukukuluminen kannalta, korkean paineen aiheuttaman hampaan pinnan uurtu-

misen kannalta, suurilla nopeuksilla tapahtuvien kosketuspintojen hitsaantumisen kannalta sekä harmaa läikikkyyden kannalta eli pienten pintahalkeamien syntyminen vierintäpintaan. Kuvassa 9 on esitelty vinohampaisten lieriöhammaspyöräparien geometrisiä laskenta arvoja. (3, s. 263.)

Nimi	Kaava	Kaava N:o
Ulkohammastus		
Jakohalkaisija	$d = m_n \cdot z / \cos\beta$	10.21
Perushalkaisija	$d_b = d \cdot \cos\alpha_t$	10.22
Otsaryntökulma	$\tan\alpha_t = \tan\alpha_n / \cos\beta$	10.23
Otsamoduuli	$m_t = m_n / \cos\beta$	10.24
Normaalijako	$p_n = m_n \cdot \pi$	10.25
Otsajako	$p_t = m_t \cdot \pi$	10.26
	$p_t = p_n / \cos\beta$	10.27
Hampaan korkeus	$h = 2,25 m_n - \Delta h_a$	10.28
Pääkorkeus	$h_a = m_n (1 + x) - \Delta h_a$	10.29
Tyvikorkeus	$h_t = m_n (1,25 - x)$	10.30
Päähalkaisija	$d_a = d + 2h_a$	10.31
Tyvihalkaisija	$d_t = d - 2h_t$	10.32
Tyvivälitys	$c = 0,25 m_n$	10.33
		10.34
Pääkork.lyhennys	$\Delta h_a = m_n [(z_1 + z_2) / 2 \cos\beta + x_1 + x_2] - a_w$	10.35
Otsaperusjako	$p_{bt} = \pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha_t / \cos\beta$	10.36
Ryntösuhde	$e_\alpha = 1 / p_{bt} \cdot (\sqrt{(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)} / 2 + \sqrt{(d_{a2}^2 - d_{b2}^2)} / 2 - a_w \cdot \sin\alpha_{wt})$	10.37
Evolventtifunktio(involut $\alpha$ )	$\text{inv}\alpha = \tan\alpha - \alpha(\text{rad})$	10.38
Peittosuhde	$e_\beta = b \cdot \tan\beta / p_t$	10.39
Kokonaisryntösuhde	$e_\gamma = e_\alpha + e_\beta$	10.40
Perusakseliväli	$a = m_n \cdot (z_1 + z_2) / (2 \cos\beta)$	10.41
Hammapyöräparin akseli- väli, kun $x_1 + x_2 = 0$	$a_w = a$	10.42
Hammapyöräparin akseli- väli, kun $x_1 + x_2 \neq 0$	$a_w = a \cdot \cos\alpha_t / (\cos\alpha_{wt})$	10.43
Ryntökulma vierintä-pinnal- la otsa-leikkauksessa	$\cos\alpha_{wt} = a \cdot \cos\alpha_t / a_w$	10.44
Evolventtifunktion muunto	$\text{inv}\alpha_{wt} = \text{inv}\alpha_t + 2(x_1 + x_2) \tan\alpha_n / (z_1 + z_2)$	10.45
Profiilinsiirtokertoimien summa	$x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) / (2 \tan\alpha_n) \cdot (\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t)$	10.46
Perusvinouskulma	$\cos\beta_n = \cos\beta \cdot \cos\alpha_n / \cos\alpha_t$	10.47

KUVA 9. Vinohampaisten lieriöhammaspyöräparien geometrisia laskenta-arvoja  
SFS 3390:n mukaan (3, s. 264)

Tilastollisen vaurioitumisen todennäköisyyttä pystytään arvioimaan, jos tunnetaan hammaspyöräparin sekä rakenteen ulkoiset olosuhteet, liukunopeus sekä vääntömomentti. Kuvan 10 käyristä huomaa todennäköisimmät vaurioitumissytyt, kun kyseessä on pintakarkaistusta tai nuorrutus teräksestä valmistettu hammaspyöräpari. (3, s. 264.)



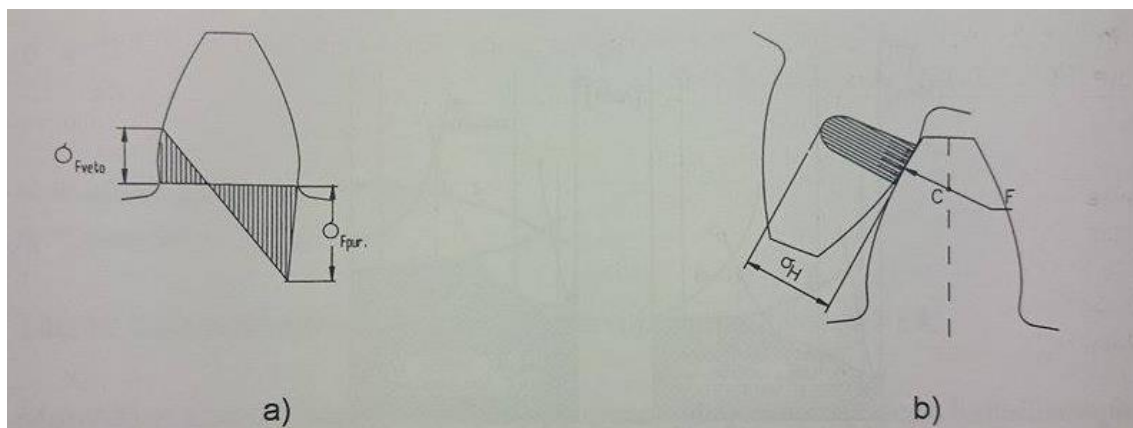
KUVA 10. Hammaspyörien vaurioitumisen todennäköisyys nopeuden ja vääntömomentin funktiona. Vasemmalla puolella on nuorrutusteräs ja oikealla pintakarkaistu teräs (3, s. 266)

Kuvassa numeroidut osat ovat seuraavat (3, s. 266):

1. pinnan liukumisraja
2. hampaan tyven väsymislujuusraja
3. tahmautumisraja (hitaantumisraja)
4. kyljen väsymisraja
5. harmaaläikikkyyksraja.

Hammaspyörien mitoitus laskennassa saatetaan joutua laskemaan muitakin arvoja, kuten tehohäviö, kitka ja käyntilämpötila. Näitten lisäksi mitoitusta voi häiritä laitteiston värähtelyt sekä käyntiäänet.

Mitoitusohjeita on useita esimerkiksi ”SFS 4790 -standardin lieriöhammaspyörien laskentaohjeessa määrätään hampaan juuren jännitystila ja verrataan sitä väsyttävän kuormituksen sallittuun arvoon ja edelleen lasketaan hampaan pinnan väsyminen, jota vastaavasti verrataan hampaan pinnan väsymislujuuteen” (kuva 11). (3, s. 265 - 266.)



KUVA 11. a) hampaan juuren taivutusjännityksen muodostuminen ja b) hampaan pinnan kosketusjännitys (3, s. 265)

## 2.2 Akselit

### 2.2.1 Kiila ja uraliitokset

Nuorrutetuista tai muista lujista teräksistä valmistetut akselit siirtävät enemmän momenttia kuin kiila. Siksi vaativissa rakenteissa käytetään ura-akseleita. Periaatteessa ura-akseli on sarja akselille vierä viereen koneistettuja kiiloja. Tällä tavalla saadaan nostettua kiilaliitoksen rajoittama momentinsiirtokyky akselin momentinsiirtokyvyn kanssa samalle tasolle. Ura-akseleista on olemassa standardeja, kuten DIN 5462, 5463, 5464, jotka ovat suorahampaisia sekä SFS 5125 ja DIN 5480, jotka ovat evolventtihampaisia. DIN 5480 on yleisimmin käytössä. Ura-akselin liitos mitoitetaan pintapaineen avulla kaavalla 1 (3, s. 95).

$$\rho = \frac{T}{\left(\frac{d_m}{2}\right) \times h \times l \times i \times k} \leq \rho_{sall}$$

KAAVA 1

$\rho$  = uran kyljen pintapaine

T = vääntömomentti

$d_m$  = uran korkeus

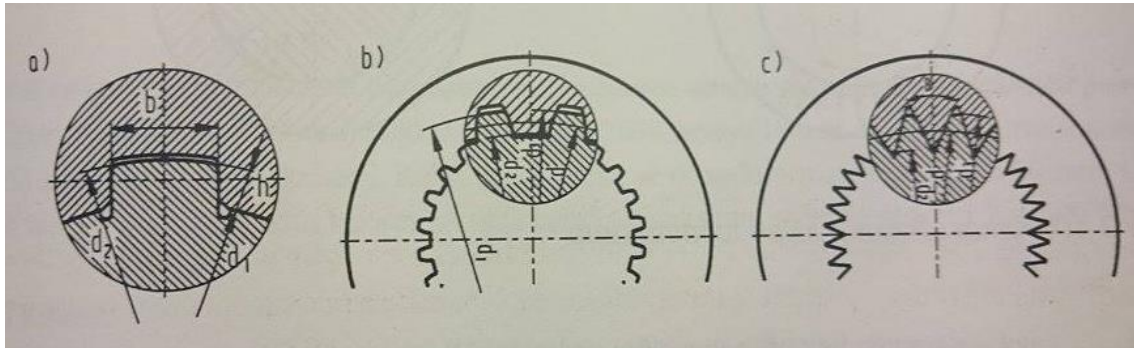
i = urien lukumäärä akselilla

k = kantokykykerroin

l = uran tehollinen pituus (mm)



Akselille voi jyrsiä myös hammasakselirakenteen esimerkiksi evolventtimuotoinen hammastus. Kuvassa 12 on kolme erilaista ura-akseliliitosta. (3, s. 93 - 102.)



KUVA 12. Ura-akseliliitokset a) suoraampainen b) evolventti c) sahaprofiili/loviampainen (3, s. 101)

## 2.2.2 Akselit tehon siirtäjinä

Akseleita on pyöriviä sekä pyörimättömiä. Pyöriviin akseleihin kohdistuu taivutusmomentteja sekä vääntömomentteja, pyörimättömiin akseleihin kohdistuu pelkkä taivutusmomentti kuorma. Laskennallisesti akselityypit eroavat toisistaan, koska pyörivässä akselityypissä rasitusvoima on enimmäkseen väsyttävän kuormituksen ansiota ja pyörimättömän akselin rasitusvoima voi olla myös staattisesti kuormitettu. (3, s. 281.)

Akselien valmistusmateriaali on yleensä nuorrutettu tai hiiletyskarkaistu teräs. Akselit toimivat erilaisten pyörimisliikkeissä mukana olevien rakenteiden yhdistäjinä, kuten laakerit, tiivistimet sekä erilaiset lukitsimet. Monesti osien liitoskohdissa erilaisia lovia, joihin syntyy kuormituksen seurauksena paikoittaisia jännityshuippuja, joita koneensuunnittelijan tulee ottaa huomioon koneensuunnittelussa. (3, s. 281.)

Akseleiden suunnittelussa ei ole aina tiedossa kaikkia laskennallisia arvoja, vaan aluksi on pakko tehdä melko karkeita olettamuksia. Siitä syystä onkin tärkeää hahmottaa eri rakenneosien sekä niitä yhdistävien koneenelimien suurusluokka. Se edellyttää sitä, että eri valmistusmateriaaleille lujuuslaskennassa

voidaan antaa kohtuullisen tarkkoja raja-arvoja. Esimerkiksi sallittu jännitys voidaan antaa myötörajan perusteella jakamalla se varmuuskertoimella ( $n = 1,5 \dots 1,6$ ). Mutta nuorrutus ja hiiletyskarkaistussa teräksessä varmuuskerroin tulee olla jonkin verran suurempi, koska niiden sitkeys on heikompi verraten rakenneteräkseen. (3, s. 282.)

Kuormituksen ollessa väsyttävää, kuten konekonstruktioissa yleensä, silloin sallitun jännityksen löytäminen alustavassa mitoituksessa on hankalaa eri muuttujien takia. Tällöin tulee käyttää suuria varmuuskertoimia. Kuvassa 13 on sallittuja taivutus- ja leikkausjännityksiä muutamille yleisille valmistusmateriaaleille. (3, s. 282.)

Laatu	Raaka-aine	Sallittu leikkausjännitys $\tau_{sall}$ MPa	Sallittu jännitys $\sigma_{sall}$ MPa	Murtolujuus $R_m$ MPa	Myötölujuus $R_e$ MPa	Taivutusvaihtolujuus $\sigma_{tw}$ MPa	Väsymislujuus Veto-pur. $\sigma_w$ MPa
SFS-EN (SFS 200)	S235JRFN (Fe 37B)	18	36	360	210	290	170
	S355 (Fe52C)	25	49	490	330	300	230
	Fe 60B	25	49	490	275	360	230
Nuorrutusteräs SFS 456	Ck45	32	65	650	410	370	340
SFS 458	25CrMo4	32	65	650	460	440	400
SFS 460	42CrMo4	35	70	700	470	540	500
SFS 461	34CrNiMo6	50	100	780	590	540	500
Hiilletysteräs SFS 510	20MnCr5	40	80	800	550	550	540
SFS 511	17CrNiMo6	50	100	1000	690	690	580

KUVA 13. Karkeita sallittujen jännitysten arvoja tavallisimmin käytettyjen pyörivien akselien teräksille alustavaa laskentaa varten (3, s. 283)

Arvot ovat tarkoitettu akselien laskentaan silloin, kun rakennekohdassa vaikuttaa väsyttävä vaihtokuormitus. Kuvassa on myös vertailun vuoksi raaka-aineiden muitakin jännitysarvoja, kuten murtolujuus  $R_m$ , myötöraja  $R_e$ , taivutusvaihtolujuus  $\sigma_{tw}$  sekä veto-puristus-vaihtolujuus  $\sigma_w$ . Kuitenkin jos tarkastelukohdissa

lovivaikutus on suuri, joutuu kuvan taulukossa olevia arvoja joskus alentamaan (3, s. 282.)

### 2.2.3 Voimat, momentit ja nimellisjännitykset

Pyöreän akselin suurin leikkausjännitys saadaan laskettua vääntömomentin avulla kaavalla 2 (3, s. 282).

$$\tau = \frac{16 \times T}{\pi d^3} \quad \text{KAAVA 2}$$

$T$  = laskentavääntömomentti

$d$  = akselin halkaisija

Laskentavääntömomentti lasketaan tehon ja pyörimisnopeuden avulla kaavalla 3 (3, s. 282).

$$T = \frac{K_a \times P_{nim}}{\omega} \quad \text{KAAVA 3}$$

$P$  = käyttöteho

$\omega$  = kulmanopeus

$K_a$  = kuormituskerroin

### 2.2.4 Väsymislujuusmitoitus

Pyörivien akseleiden mitoituksessa jännityshuiput esiintyvät yleensä akselin ohuimmassa tai jossain lovi kohdassa, jossa taivutusmomentti on suurin. Tällaisissa kohdissa mitoituksessa joutuu ensin määrittämään lovenvaikutuksen aiheuttaman jännityshuipun, jota verrataan valmistusmateriaalin väsymislujuuteen. Tämän monimutkaisen laskuoperaation pystyy pelkistämään laskutoimistusten sarjaksi, jossa:

Ensimmäiseksi määrätään tarkastelukohdalle vääntö- ja taivutusmomentit toimintakierroksen aikana. Toiseksi ratkaistaan momentteja vastaavat vääntö- ja taivutusjännitysten keskimääräiset arvot  $\tau_m$  ja  $\sigma_m$  sekä jännitysvaihtelut  $\tau_a$  ja  $\sigma_a$



keskiarvoista eri suuntiin. Kolmanneksi ratkaistaan loven muotoluvun arvo erikseen taivutukselle  $K$  ja väännölle  $K_v$ . Neljänneksi lasketaan lovenvaikutusluvut taivutukselle ja väännölle kaavalla 4 (3, s. 285).

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad \text{KAAVA 4}$$

Loviherkkyyslukuna voidaan myös pitää  $q = 0,9$ , jos valmistusmateriaalina käytetään tavanomaisia raaka-aineita. Viidentenä laskuvuorossa on poikkileikkauksen mittakerroin, joka lasketaan kaavalla 5 (3, s. 285).

$$m = 1,4922 \times D^{-0,1658} \quad \text{KAAVA 5}$$

$D$  = halkaisija [mm]

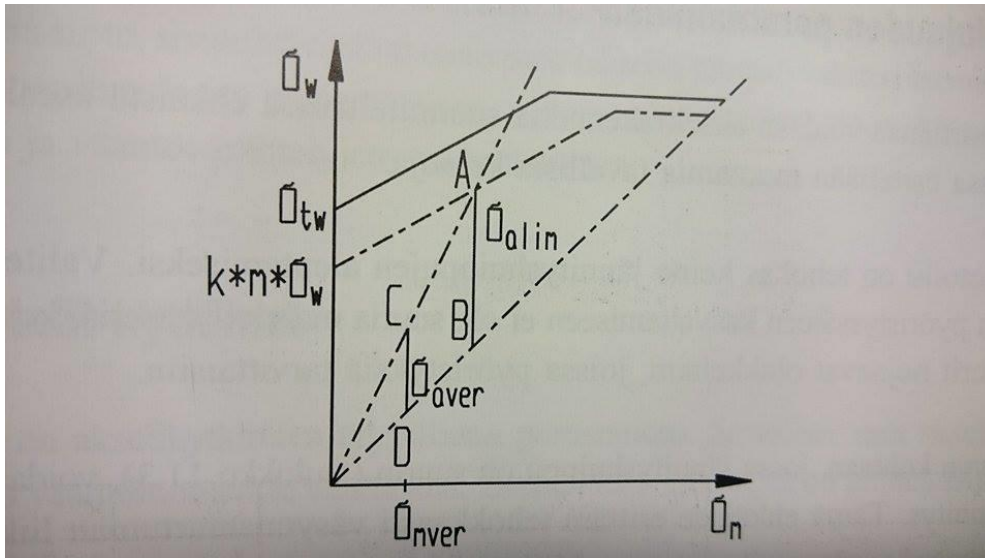
Kuudennessa vaiheessa määritetään pinnan laatu jonka arvo riippuu siitä, miten sileä pyöristykseen kohta on. Jos se on viimeistelty siloittamalla, voidaan käyttää arvoa  $k = 0,9$ . Seitsemännessä kohdassa lasketaan jännitystilän keskiarvo, koska taivutus on vaihtokuormitusta ja vääntöjännitys tykyttävää. Jännitystilän keskiarvo lasketaan kaavalla 6 (3, s. 286).

$$\sigma_{mver} = \sqrt{3} K_{fv} \tau_m \quad \text{KAAVA 6}$$

Jännitysamplitudin arvo lasketaan kaavalla 7 (3, s. 286).

$$\sigma_{aver} = \sqrt{(K_f \times \sigma_a)^2 + 3(K_f \times \tau_a)^2} \quad \text{KAAVA 7}$$

Kahdeksannessa kohdassa rakenneosalle piirretään Smithin väsymislujuuspiirros. Tämä tapahtuu kuvan 14 mukaisesti. Kirjallisuudessa väsymislujuuspiirroksissa käytetään yhdistetyn jännityksen määräämissä tapauksissa taivutuslujuutta varten tehtyjä peruspiirroksia. (3, s. 286.)



KUVA 14. Varmuuskertoimen määrittäminen Smithin piirroksen avulla (3, s. 287)

Yhdeksännessä kohdassa Smithin piirrokseen siirretään keskijännityksen sekä jännitysamplitudin arvot (kuva 14). "Vertailujännityksen maksimiarvo määrää pisteen C paikan ja suora OC jatkeineen pisteen A. Jana AB edustaa kuvassa rikkoutumiseen johtavaa kuormitusvaihtelujen raja-arvoa, ja sitä voidaan verrata maksimijännityksen vaihtelua kuvaavaan janaan CD. Kuvan tapauksessa kokonaisvarmuusluvaksi jännitysvaihtelun suhteen saadaan  $n = AB/CD$ ". (3, s. 286.)

Lujuusarvojen hajonnasta aiheutuu se, että varmuuskertoimeksi pitää asettaa 1,5...2,5, jotta rakenteelle voidaan taata tarpeeksi hyvä luotettavuus eliniän suhteen. Esitetty laskutapa perustuu siihen olettamukseen, että tarkastelukohdassa kuormitusvaihtelujen lukumäärä  $N > 2 \cdot 10^6$ . Jos akseli on korroosion räsittämässä paikassa, niin seosteräksen väsymislujuus heikkenee selvästi. Tällöin edes teräksen laadun parantaminen auttaa, ellei siirrytä ruostumattomiin teräksiin. Jännitysvaihteluiden arvon alentaminen arvoon  $\pm 70$  MPa sen sijaan voi auttaa vähemmän rasitetuissa kohteissa. (3, s. 287.)

## 2.3 Vierintälaakerointi

Vierintälaakeroinnin perusteena toimii vierintäkitkan vähäisyys verraten liukukitkaan. Pyörimisliikkeen laakerointi toteutetaan pyörölaakerien avulla, jolloin akseli laakeroidaan laakeripesään eli napaan. Pyörölaakereilla on erilaisia vierintäelimiä kuten, kuula tai rulla. (3, s. 121.)

Laakeroinnilla on erilaisia toteutustapoja joista edullisin tapa olisi isostaattinen, jossa on kaksi riittävän etäällä toisistaan olevaa säteislaakeria, joista toinen on ohjaava ja toinen vapaa laakeri. Ohjaavan ja vapaan laakerin ero on se että vapaa laakeri ottaa vastaa, vain säteisvoimia ja ohjaava laakeri säteis- sekä aksiaalivoimia. (3, s. 122.)

Laakeroinnista tulee hyperstaattinen jos kumpaankin suuntaan ohjaavia laakereita on enemmän kuin yksi tai jos säteislaakereita on enemmän kuin kaksi. Tällöin yksittäisten laakerien voimat eivät ratkea statiikan tasapainoyhtälöllä, sillä niihin vaikuttavat myös akseli- ja pesäjäykkyydet mahdollisten esijännityksien ja keskeisyysvirheiden takia. (3, s. 122.)

Aksiaalivoiman ollessa jatkuvaa ja pyörintänopeuden ollessa melko pientä, voidaan aksiaalivoimaa ottaa vastaan aksiaalilaakerilla eli painelaakerilla. Yleensä aksiaalilaakerit soveltuvat vain aksiaalivoimille. (3, s. 123.)

Yleensä laakerien mitat on ISO-standardoitu ja laakerien eri mallit löytyvät kirjoista sekä tiedostoista esimerkiksi SKF. Tämän lisäksi on myös erikoislaakereita, jotka yleensä ovat asiakaskohtaisia. Laakerien kestoon vaikuttaa oleellisesti voiteluaineen kunto. Voiteluaineessa on tärkeää sen sopiva viskositeetti ja puhtaus. Ajan saatossa voiteluaineen sekaan kulkeutuu epäpuhtauksia kuten kuluma-, likahiukkasia sekä vettä ja sen voitelukyky heikkenee. (3, s. 124 - 125.)

### 2.3.1 Vierintäväsyminen

Kun mitoitus tapahtuu vierintäväsymisen suhteen, silloin laakerilta lasketaan vaadittava väsymisvoimaluku  $C$  [N] tai nimellinen kestoikä  $L_{10}$ .  $P$  [N] on tehollisvoima eli kuormitus. Laskenta onnistuu kaavalla 9 (3, s. 125).

$$C \geq L_{10}^{\frac{1}{p}} \times P \text{ tai } L_{10} = (C/P)^p \quad \text{KAAVA 9}$$

$$L_{10} = [10^6 \text{ kierrosta}]$$

$$p = 3 \text{ kuulalaakeri tai } 10/3 \text{ rullalaakeri}$$

Väsymisvoimaluku  $C$  kertoo kuormitusvoiman, jolla laakerin nimelliskestoikä on  $10^6$  kierrosta. Tällöin kuormitusvoimat ovat säteislaakereille säteittäiset ja aksiaalilaakereille aksiaaliset. Osin satunnaisista väsymiseen vaikuttavista tekijöistä johtuen laakerien kestoiän hajonta on todella suuri. Väsymisvoimaluvut ovat laakerikohtaisia ja ne on ilmoitettu laakeriluetteloissa. (3, s. 125 - 126.)

### 2.3.2 Vierintämyötö

Jos laakeri mitoitetaan vierintämyötön suhteen, silloin lasketaan laakerilta vaadittava myötövoimaluku tai varmuusluku. Mitoitus lasketaan kaavalla (3, s. 130).

$$C_0 \geq s_0 \times P_0 \text{ tai } s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad \text{KAAVA 10}$$

$$C_0 = \text{myötövoimaluku [N]}$$

$$s_0 = \text{varmuusluku}$$

$$P_0 = \text{Maksimivoima [N]}$$

Myötövoimaluku ilmoittaa kuormitussuunnassa aiheutuvaan pysyvän painuman vierintäelimeen kohdistuvan kuormitusvoiman, joka on suuruudeltaan vierintäelimen halkaisijasta  $1/10\,000$ . Tällöin kuormitusvoimat ovat säteislaakereille säteittäiset ja aksiaalilaakereille aksiaaliset. Kosketuskeskiön Hertzin pintapaine on kuulalaakereilla  $\sigma_H = 4\,200 \text{ N/mm}^2$  ja rullalaakereilla  $\sigma_H = 4\,000$

N/mm<sup>2</sup>. Kyseinen painauma ei aiheuta käyntiääneen muutoksia eikä haittaa mitenkään. Suurempi painuma on haitallinen vierintäelimillä ja kehässä. Myötövoimluvut ovat laakerikohtaisia ja ne on ilmoitettu laakeriluetteloissa. (3, s. 130.)

Normaalisti laakerin varmuusluku  $s_0 \geq 1,0 \dots 1,5$ . Jos käynnin tasaisuudelle ja hiljaisuudelle vaatimukset ovat tiukat silloin  $s_0 \geq 1,5 \dots 2,5$  ja jos vaatimukset ovat lievät niin  $s_0 \geq 0,7 \dots 1,0$ . Alueiden pienimpiä arvoja saa käyttää kuulalaakereille jos todellinen maksimivoima  $P_0$  tiedetään tarkasti. Alueiden suurimpia arvoja kannattaa käyttää rullalaakereille, jos todellista maksimivoimaa ei tiedetä tarkasti. (3, s. 131.)

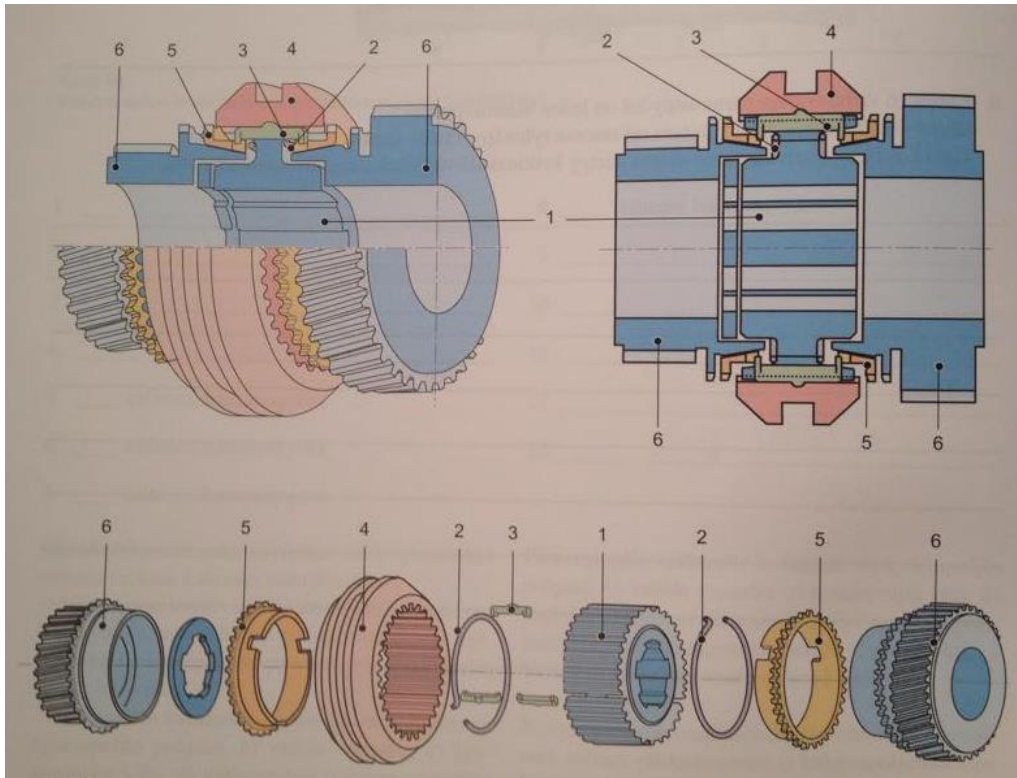
### **2.3.3 Vaihteistossa käytössä olevat laakerityypit**

Vaihteistossa on käytössä yksi- ja kaksirivisiä urakuulalaakereita, rullalaakereita sekä neulalaakereita. Molempien akseleiden toisessa päässä on rullalaakerointi ja toisessa kuulalaakerointi. KytKentähammaspyörät ovat laakeroitu halkaista-villa neulakehÄlaakereilla.

## **2.4 Synkronoitu vaihteisto**

Nyky aikaisten ajoneuvojen vaihteistot ovat synkronoituja, koska vaihteiston synkronoiminen pienentÄÄ hammaspyörien- ja vaihteensiirtoholkkien kosketuspintojen kulumista vaihdetta vaihdettaessa sekä pienentÄÄ vaihtoÄÄntÄ huomattavasti. Seuraavaksi on kerrottu tarkemmin synkronointilaitteesta.

Siirtoholkkivaihteistoon on kehitetty synkronointilaite (kuva 15), joka poistaa hammaspyörien nopeuserot vaihteen kytkennÄn yhteydessÄ. Tämä parantaa vaihteen kytkeytymistä ja sitä kautta vähentÄÄ kytkentÄhammastuksien kulumista sekä tekee vaihtotapahtumasta huomattavasti hiljaisemmän. Synkronointilaitteen osien tehtÄvinÄ on saavuttaa kytkentÄtilanteessa olevan hammaspyörÄn pyörintÄnopeus samaksi siirtoholkin pyörimisnopeuden kanssa. (1, s. 94.)



KUVA 15. Synkronointilaitteen poikkileikkaus- ja räjäytyskuva (3, s. 94)

Kuvassa 2 numeroidut osat ovat seuraavat (1, s. 95):

1. synkronilaitteen runko eli synkroninapa, joka on kytketty pääakseliin boorituksella, jolloin runko pyörii pääakselin mukaisesti, mutta ei liiku aksiaalisuunnassa
2. jousirengas, jonka pääasiallinen tehtävä on painaa runko-osan lovissa olevia synkronipaloja ylöspäin
3. synkronipala, jonka tehtävä on työntää synkronirengasta (5) kitkakosketukseen pääakselin hammaspyörän kitkapinnan kanssa
4. kytkentäholkki, joka pyörii runko-osan mukana ja liikkuu aksiaalisesti vaihteen siirtäjän liikkeiden mukaisesti. Kytkentäholkki työntää ensin synkronipalojen (3) kautta synkronirengasta (5), minkä jäl-

keen se kytkeytyy pääakselin hammaspyörän kytkentähammastukseen. Kytkentäholkin ulkokehällä on ura vaihteensiirtohaarukkaa varten

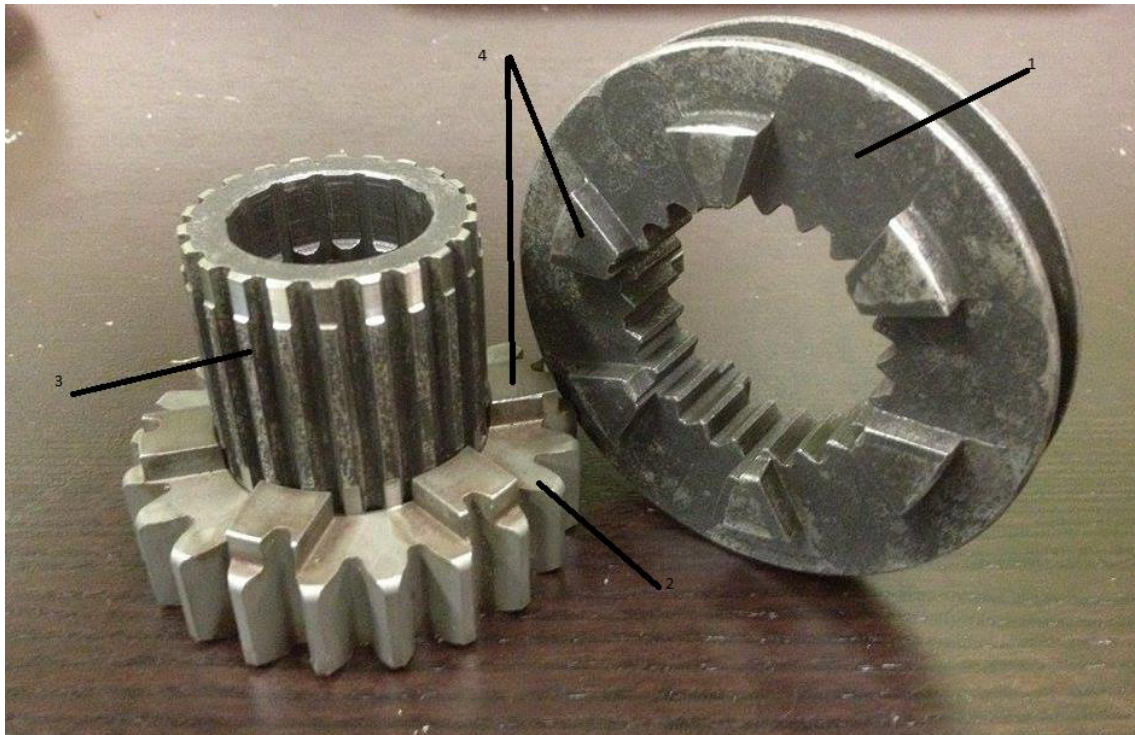
5. synkronirengas, joka on materiaaliltaan pronssia jossa on pääakselin hammaspyörän kitkakartioon sopiva vastine. Kartiopintojen välinen kitka saattaa kytkentäholkin ja pääakselin hammaspyörän pyörintänopeudet tasaiseksi. Synkronirenkaassa on estohammas, joka estää vaihteen kytkeytymisen pyörimisnopeuksien ollessa eri suuret

6. hammaspyörä, joka on laakeroitu pääakseliin jossa on kitkakartio, joka sopii synkronirenkaaseen, sekä kytkentähammastus, joka sopii kytkentäholkin kanssa.

## **2.5 Suorakytkentävaihteisto**

Suorakytkentävaihteisto on kehitetty pääasiallisesti kilpa-autoiluun liittyvään toimintaan. Pääperiaate suorakytkentä vaihteiston käytössä on se, ettei kytkintä tarvitse käyttää muuta kuin paikaltaan lähdetäessä. Vaihteiston hyötyjä kilpäkäytössä ovat vetävillä pyörillä pysyvä katkeamaton veto ja vaihteen vaihdon nopeus. Vaihteen vaihtamistyyli riippuu kytkentäpyörän hampaan tartuntakulmasta. Jos kulma on alle 5 astetta, vaihteen vaihto onnistuu täysi veto päällä. Jos kulma on yli 5 astetta, kuljettaja joutuu hieman keventämään vetoa kaasupolkimesta, jotta vaihteen vaihto mahdollistuu. Kuvassa 16 on näkyvissä kytkentähampaat.

Suorakytkentä vaihteiston vaihteen vaihtotapahtuman nopeus verraten synkronoituun vaihteistoon perustuu suorakytkentä vaihteistoissa käytettäviin kytkentäpyörän sekä sen vastinkappaleen kytkentärattaan harvoihin, mutta jykeviin tartuntahampaisiin. Kuvassa 16 on esitelty suorakytkentälaitte, johon kuuluvat hammasratas, kytkentäpyörä sekä uritettu holkki.



KUVA 16. Suorakytkentälaitte Mitsubishi EVO 8

Kuvassa 16 olevat numeroidut osat ovat seuraavat:

1. kytkentäpyörä, jossa on kytkentähampaat (4) pyörii navan (3) mukana sekä liikkuu aksiaalisuunnassa vaihteen siirtäjän liikkeiden mukaisesti ja kytkeytyy hammaspyörässä (2) oleviin kytkentähampaisiin (4)
2. hammaspyörä, joka välittää voiman pääakselilta hammasratasparinsa kautta sivuakselille, joka välittää voiman perälle, joka välittää voiman vetonivelien kautta pyörille, jotka välittävät voiman tiehen
3. suorakytkentälaitteen uritettu holkki, jossa on uritus sekä sisäettä ulkopuolella. Holkin sisäpuolen uritus on kytketty pääakseliin, eli holkki pyörii pääakselin mukana, muttei liiku aksiaalisesti. Holkin ulkopuolinen uritus on tarkoitettu kytkentäpyörälle (1). Kytkentäpyörä liikkuu urituksessa aksiaalisesti vaihteen siirtäjien mukaisesti.



4.kytkentähampaat, joita on yleensä neljästä kuuteen kappaletta sekä kytkentäpyörässä että hammasrattaassa. Mahdollistavat kytkennän sekä voiman välittymisen.

## **2.6 Vaihteistojen erot**

Synkronoidun vaihteiston perustoimintaan kuuluu vaihdetta vaihtaessa rauhallinen käyttö. Kuljettaja painaa kytkinpoljinta ja siirtää vaihdevalitsimella vaihteen rauhallisesti seuraavalle vaihteelle. Synkronoidun vaihteiston käyttö on helppoa ja vaihtotapahtumassa syntyvät äänet ovat pienet.

Suorakytkentävaihteiston käyttö poikkeaa synkronoituun vaihteistoon verraten todella paljon. Kytkimen käytössä on suurin ero, kun suorakytkentä vaihteistolla kytkintä ei tarvitse kuin liikkeelle lähdössä. Vaihtotapahtuman nopeus suorakytkentä vaihteistossa on selvästi nopeampaa kuin synkronoidussa vaihteistossa. Yleensä myös vaihdevalitsiminen päässä on tehty vaihteenvälin lyhennin, joka käytännössä tarkoittaa sitä, että vaihteen vaihtoväli on lyhempi vaihteenvälitsimen päässä. Toisin sanoen, jos vaihteenvälitsimen edestakainen liike on vakiona, esimerkiksi 10 cm se on lyhennetty 5 cm:iin.

Koska vaihtaminen suorakytkentävaihteistolla tapahtuu kaasuläpät täysin tai lähes täysin avoinna ei vaihtamistapahtuma katkaise sylintereihin virtaavan ilmapolttoaineseoksen virtausta. Normaalilla synkronoidulla vaihteistolla joudutaan kaasuläppä lähes poikkeuksetta sulkemaan vaihdon ajaksi, ettei moottori vaurioituisi ylikierroksien takia. Kaasuläpän sulkeminen aiheuttaa ilma-polttoaineseoksen virtauksen katkeamisen ja hetkellisen tehonmenetyksen vaihteen vaihtamisen yhteydessä.

### 3 AJOTILATUTKIMUS

#### 3.1 Ajovastukset

Auton liikkeelle lähteminen, liikkeen ylläpito ja nopeuden lisäys eri ajotilanteissa vaativat auton ajosuunnassa vaikuttavien vastusvoimien voittamista. Tämä onnistuu vetäville pyörille kohdistuvan voiman ansiosta, jossa moottorin tuottamasta tehosta vähennetään voimansiirtolaitteiden aiheuttama häviö. Vastuksia on erilaisia kuten voimansiirtovastus, renkaan vierintävastus, ilmanvastus ja kiihdytysvastus. Seuraavissa osioissa käsitellään eri ajovastuksia hieman tarkemmin. (4, s. 15.)

##### 3.1.1 Voimansiirtovastus $F_v$

Voimansiirtovastuksella tarkoitetaan moottorin tuottaman tehon hävikkiä verraten auton pyörätehoon ja se muodostuu voimansiirtolaitteiden eri osista. Osat moottorilta päin lueteltuna ovat kytkin, vaihteisto, vetopyörästä, vetoakselit tai -nivelet sekä pyöränlaakerointi, joka yleensä lasketaan renkaan vierintävastukseen. Ajovastuslaskennoissa hyötysuhteen lukuarvona voidaan käyttää 0,85...0,91 vaihteiston ja vetopyörästä rakenteen mukaan. (4, s. 15 – 16.)

##### 3.1.2 Renkaan vierintävastus $F_r$

Pyörien vierintävastus ja se koostuu osavastuksista joihin kuuluvat renkaan muodonmuutoksista aiheutuva vastus, joka käytännössä tarkoittaa renkaan muodon muutosta keskipakoisvoiman takia, ajopinnan epätasaisuudesta aiheutuva vastus sekä pyörän laakerikitkoista syntyvä vastus. Vierintävastus arvo vaihtelee renkaiden välillä ja pysyy muuttumattomana nopeudesta riippumatta. Vierintävastusvoima lasketaan kaavalla 11 (4, s. 20).

$$F_r = f_r \times G$$

KAAVA 11

$f_r$  = vierintävastuskerroin

$G$  = ajoneuvon painovoima

### 3.1.3 Ilmanvastusvoima $F_i$

Ilmanvastusvoimaan vaikuttavia tekijöitä ovat ajoneuvon poikkipinta-ala, ilmanvastuskerroin sekä ilmantiheys. Ilmanvastusvoima lasketaan kaavalla 12 (4, s. 23).

$$F_i = \frac{1}{2} \rho c A v^2 \quad \text{KAAVA 12}$$

$c$  = ilmanvastuskerroin

$\rho$  = ilmantiheys

$A$  = ajoneuvon poikkipinta-ala

$v$  = ilman ja auton suhteellinen nopeus.

### 3.1.4 Kiihdytysvastus $F_a$

Kiihdytysvoima on riippuvainen renkaiden ja ajopinnan välisestä kitkasta sekä moottorin käytettävissä olevasta tehosta. Jos auton renkaiden ja ajopinnan välinen kitka on tarpeeksi suuri, silloin kiihdytyksessä pystytään käyttämään vetävien pyörien vetovoima kokonaan hyväksi. Tämä ei onnistu esimerkiksi talvella jäisellä tiellä, jolloin renkaan ja ajopinnan välinen kitkakerroin on noin 0,15. Kiihdytysvastus lasketaan kaavalla 13 (4, s. 35).

$$F_a = F_p - (F_r + F_i + F_n) \quad \text{KAAVA 13}$$

$F_p$  = vetovoima

$F_r$  = renkaan vierintävastus

$F_i$  = ilmanvastus

$F_n$  = nousuvastus

### 3.1.5 Pyörivien osien hitauskerroin $\Psi$

Laskennoissa on otettava huomioon myös pyörivien osien hitauskerroin  $\Psi$ , jolle on annettu laskentaa varten arvioidut luvut eri vaihteille. Ykkösvaihteella arvo on 1,25...1,8, kakkosvaihteella 1,10...1,35, kolmosvaihteella 1,07...1,15, nelosvaihteella 1,04...1,08 ja viitosvaihteella 1,02...1,04. (4, s. 26.)

### 3.2 Väliytysuhteet

Väliytysuhte hammaspyöräväliytkselle lasketaan hammaspyörten hammasluku-  
jen mukaan. Käyttävän pyörän hammasluku jaettuna käytettävän pyörän ham-  
mas luvulla. Hammaspyörätapauksessa sovellettava kaava 14 on (4, s. 81).

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{KAAVA 14}$$

$n$  = akselin pyörintänopeus

$n$  = hammaspyörän jakoympyrän halkaisija

$z$  = hammaspyörän hammasluku

Väliytysuhte muuttaa vääntömomenttia vaikka hammaspyöräväliytksessä vai-  
kuttava voima on molempien pyörten hampaille sama. Vääntömomentti muut-  
tuu, koska hammaspyörten halkaisijat ovat erisuuria. (1, s. 81 - 84.)

Etu- ja takavetoisissa autoissa voimansiirronväliytksissä lasketaan kokonaisväli-  
tyt kertomalla vaihteiston väliytis vetopyörästön väliytksellä. Jossa  $i_{\text{kok}}$  on koko-  
naisväliytis ja  $i_v$  on vaihteiston väliytis, joka on muuttuva koska se määärättyy käy-  
tettävän vaihteen mukaan. Sekä  $i_o$  joka on muuttumaton vetopyörästön väliytis.  
(4, s. 78 - 90.)

Myös renkaan koko tulee ottaa huomioon ajoneuvon nopeutta laskiessa. Lasku-  
kaavoissa renkaan mittana käytetään renkaan dynaamista vierintäsädettä  $R_{\text{dyn}}$ ,  
joka mitataan renkaan ollessa paikallaan ajoneuvossa, sen massan ollessa ren-  
kaan päällä. Mittaus tapahtuu maasta vanteen/akselin keskelle. Näin saadaan  
laskuista todelliset vastaukset, sillä pienikin muutos dynaamisessa vierin-  
täsäteessä vaikuttaa laskettuun nopeuteen merkittävästi. (4, s. 78 - 92.)

### 3.3 Ajoneuvon kiihtyvyys

Ajoneuvon paras kiihtyvyys tapahtuu ykkösvaihteella ja se putoaa asteittain  
vaihdetta ylöspäin vaihtaessa suurenevien ajovastuksien takia. Kilpa-autoissa  
vaihteden väliytksiä lyhennetään osittain tämän takia, että päästäisiin maksimi  
kiihtyvyyteen. (4, s. 70 - 78.)

Ajoneuvon kiihtyvyys voidaan laskea kaavalla 15 (4, s. 73).

$$a = \frac{\eta_v \frac{i_v i_o M_m}{R_d} - (F_r + F_i + F_n)}{\Psi m}$$

KAAVA 15

$\eta_v$  = voimansiirtolaitteiden hyötysuhde

$i_v$  = vaihteen välitys

$i_o$  = vetopyörästön välitys

$M_m$  = moottorin vääntömomentti

$F_r$  = vierintävastus

$F_i$  = ilmanvastus

$F_n$  = nousuvastusvoima

$\Psi$  = pyörivien osien hitauskerroin

$m$  = ajoneuvon massa.

### 3.4 Vetovoima $F_p$

Pyörältä saavutettavalla vetovoimalla tarkoitetaan sitä voimaa mikä saadaan moottorilta voimansiirron kautta renkaisiin ja niistä tiehen. Tälle välille syntyy erilaisia häviöitä. Vetovoima lasketaan kaavalla 16 (4, s. 78).

$$F_p = \eta \times \frac{i_v i_o M_m}{R_{dyn}}$$

KAAVA 16

$\eta$  = voimansiirron hyötysuhde

$i_v$  = vaihteiston välityssuhde

$i_o$  = vetopyörästön välityssuhde

$M_m$  = moottorin vääntömomentti

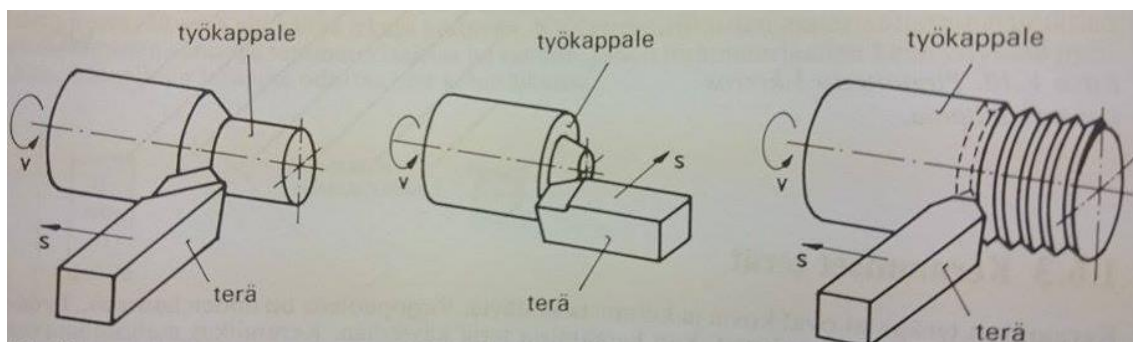
$R_{dyn}$  = renkaan dynaaminen vierintäsäde.

## 4 VALMISTUSMENETELMÄT

Työn tässä osiossa käsitellään vaihteiston eri osien valmistusmenetelmiä. Vaihteiston osien valmistukseen käytetään monia eri lastuavia valmistusmenetelmiä, kuten sorvaaminen, jyrsiminen, ja höylääminen. Seuraavaksi kerrotaan selostukset kustakin toimesta.

### 4.1 Sorvaaminen

Yleisin lastuamismenetelmä on sorvaaminen. Sorvauksessa työkappale asetetaan pyörivään istukkaan. Sorvauksessa sorvinterä eli työkalu tekee syöttö- ja asetusliikkeitä. Terän liikeradan mukaan voidaan sorvaustyyli jakaa eri ryhmiin, kuten lieriösorvaus, tasosorvaus, kartiosorvaus, muotosorvaus sekä poraus ja sisäsorvaus. Kuvassa 17 on esitelty sorvaustyyliä. (5, s. 150.)



*KUVA 17. Sorvaustyyliä vasemmalta oikealle: lieriösorvaus, tasosorvaus sekä lieriökierteen sorvaus (5, s. 150)*

Sorveja on erilaisia, esimerkiksi kärkisorvit, NC-sorvit, tasosorvit ja monitoimisorvit. Tässä työssä käytössä on NC-sorvi, joten sitä tarkastellaan tarkemmin. (5, s. 150.)

NC-sorvit ovat numeerisesti ohjattuja työstökoneita, jotka ovat toiminnaltaan tunkavia ja tehokkaita. NC-ohjaustekniikka poistaa monia geometrisia rajoitteita kappaleen valmistuksesta. Esimerkiksi NC-sorvilla pallopinnan työstö on yhtä helppoa kuin lieriösorvaus. NC-sorvit ovat yleensä rakenteeltaan vinojohteisia,

jolloin suuret lastuvirrat pystytään poistamaan tehokkaasti. Yleensä koneet ovat tiiviisti koteloituja, jolloin leikkuuneste ja työstössä syntyvät lastut eivät häiritse koneen ympäristöä ja käyttäjiä. Mutta tiivis kotelointi vaikeuttaa työstötapah-  
man valvontaa jonkin verran. Liike-eliminä sorvissa käytetään herkkäliikkeitä kuularuuveja ja -muttereita. Syöttöliikkeet sekä pyörimisnopeudet voidaan sää-  
tää portaattomasti. (5, s. 154 - 155.)

Myös ohjelmallisesti NC-sorveissa on helpotettu käyttäjää helpottavia toimin-  
toja, kuten vakiolastuamisnopeus aihion halkaisijan pienentyessä, automaatti-  
nen lastunjako, työkalujen mittojen kompensointi kulumisen myötä, monipuoliset  
työkierrot esimerkiksi kierteen valmistus ja lastuamismesteen säädöt. (5, s. 156.)

Toiminnotkin ovat lisääntyneet, sillä työkalurevolvereihin voidaan lisätä pyöriviä  
työkaluja, jolloin poraaminen tai kevyt jyrsintä on mahdollista suorittaa muualle-  
kin kuin kappaleen pyörintäakselille. Nykyaikaisiin NC-sorveihin (kuva 18) voi-  
daan lisätä erilaisia toimintoja, kuten automaattinen työkappaleen vaihto, auto-  
maattinen työkalujen vaihto, automaattinen kiinnitysleukojen vaihto sekä työka-  
lujen ja työkappaleiden koneessa tapahtuva automaattinen mittaus. (5, s. 157.)

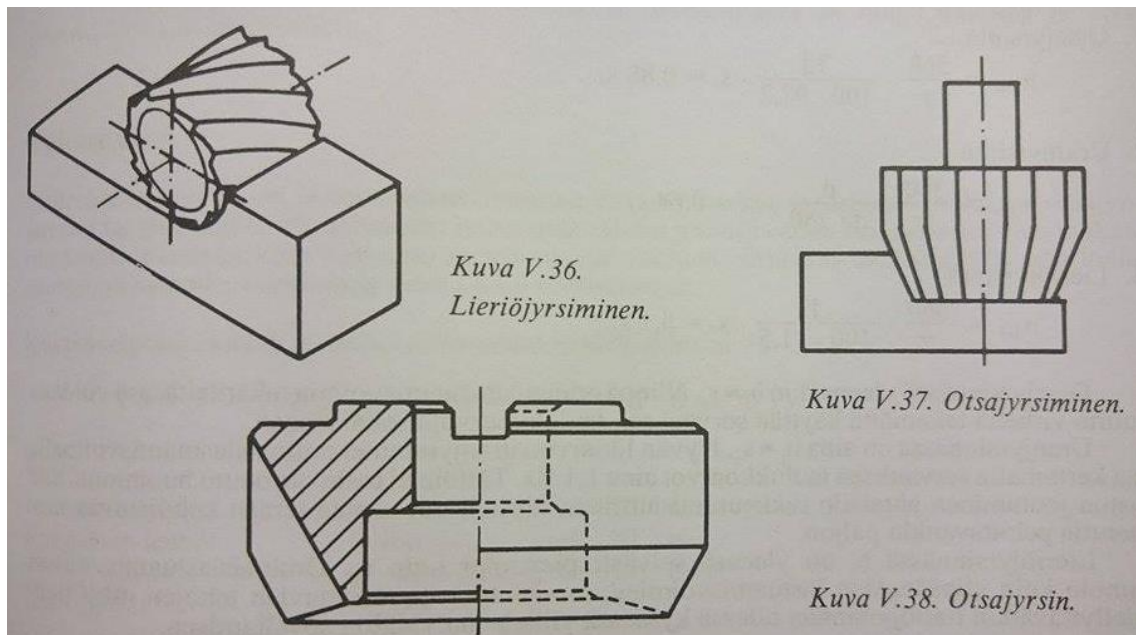


*KUVA 18. Yhteistyökumppanin kautta työssä käytössä oleva kolmiakselinen CNC-sorvi*

## **4.2 Jyrsiminen**

Jyrsimisessä työkappale kiinnitetään paikallaan olevaan istukkaan ja työkalu pyörii akselinsa ympäri. Työkalu on tavallisesti monihampainen. Työtapa on lastuamismääriltään tehokas. Jyrsintämenetelmiä on kahta tyyppiä, otsa- ja lie-riöjyrsintä (kuva 19.) Jyrsimessä työpöytä tekee työstöliikkeet. (5, s. 163.)





KUVA 19. Jyrsintämenetelmät (5, s. 163)

Lieriöjyrsinnässä ja otsajyrsinnässä on ero terän asennossa kappaleeseen nähden (kuva 19.) Otsajyrsinnässä terän otsa on kappaleen pinnan myötäisesti ja lieriöjyrsinnässä terän otsapinta on kohtisuorassa kappaleeseen nähden. (5, s. 163.)



*KUVA 20. Yhteistyökumppanin kautta työssä käytössä oleva kolmiakselinen CNC-työstökeskus*

### **4.3 Höyläminen**

Pistohöyläminen on epäjatkuva lastuamismenetelmä, jossa lastun geometria pysyy muuttumattomana työiskujen aikana. Lastu irtaana suoraviivaisen työliikkeen aikana. Paluuliikkeessä terä ei kosketa työstettävää pintaa ja sitä kautta työn tehokkuus kärsii. Pistohöylämisessä terä suorittaa työstöliikkeen. (5, s. 188.)

#### 4.4 Hammaspyörrien valmistusmenetelmät

Valmistusmenetelmät hammaspyörille voidaan jakaa kahteen eri ryhmään, lastuaviin- ja ei-lastuaviin menetelmiin. Kuitenkin myös ei-lastuavalla menetelmällä valmistetut hammaspyörät usein viimeistellään lastuavalla menetelmällä. Seuraavassa esitellään eri valmistusmenetelmät. (5, s. 219.)

Ei-lastuavasta menetelmästä valmistus onnistuu, joko valaminen, sintraus, kuumamuovaus, kylmämuovaus tai polttoleikkaus. Lastuavalla menetelmällä valmistus tapahtuu joko muotomenetelmillä pistohöyläys, jysintä, hionta, aventaminen ja sorvaaminen tai vierintämenetelmillä vierintahöyläys, vierintäpisto, vierintäjysintä, vierintahionta ja vierintäkaapiminen. (5, s. 219.)

Tässä työssä hammaspyörrien hampaiden valmistus tapahtuu vierintäjysimällä, jossa lastuamisliike on lähestulkoon työkappaleen akselin suuntainen ja syöttöliike jaksottainen. Hammastangon mallisella terällä pystyy valmistamaan vain ulkopuolisen hammastuksen, kun taas hammaspyörän muotoisella onnistuu myös sisäpuolisen hammastuksen teko. Nämä menetelmät soveltuvat sekä yksittäisettä sarjavalmistukseen. (5, s. 220.)

Vierintäjysintä kierukkaterällä on tehokkain lieriöhammaspyörrien valmistuskeino. Siinä hampaat jysitään jatkuvalla työstöllä syötön edetessä työkappaleen akselin suuntaan. Tämä menetelmä on eniten käytetty hammastuksien valmistukseen. (5, s. 221.)



*KUVA 21. Vierintäjyrsin kierukkaterällä (6)*

#### **4.5 Lämpökäsittely**

Teräksen ominaisuuksia pystytään muokkaamaan lämpökäsittelyllä esimerkiksi, tietty teräs voidaan hehkuttaa pehmeäksi ja toinen voidaan karkaista kovaksi. Teräksen ja sen käsittelyn valinnassa on lähtökohtana valmistettava tuote, tuotteen toiminto ja sen valmistuksen vaatimus. (7, s. 85.)

Hammaspyörien valmistuksessa on otettava huomioon sen vaativat olosuhteet, jonka takia siltä vaaditaan hyvää kulumiskestävyyttä, hyvää lujuutta, ensisijaisesti väsymislujuutta sekä kestävyyttä iskumaisista kuormituksista johtuvaa äkillistä sysäystä. (7, s. 86.)

Lisäksi materiaalin valinnassa tulee ottaa huomioon sen lastuttavuus, jotta hammaspyörän valmistuksesta tulisi mahdollisimman helppoa. Tästä syystä hiiletysteräs on hyvä materiaali, koska pehmeänä sen lastuttavuus on hyvä ja koneis-

tuksen jälkeen tapahtuvassa karkaisussa materiaali pinta kovetetaan hiiletyskarkaisussa, jolloin hammaspyörä saadaan kestävämmän kulumista ja väsymistä. Karkaisussa sisus jää melko pehmeäksi ja samalla iskunkestäväksi. Sisäosan kovuus on jäätävä alle 450 HV. Hammaspyöriä valmistetaan myös nuorrutusteräksestä. Nuorrutuksen jälkeen hampaiden pinta kovetetaan induktio karkaisulla. (7, s. 86 - 87.)

#### **4.6 Hiiletyskarkaisu**

Hiiletyskarkaisun ansiosta kappaleeseen tulee kulumista ja pintapainetta kestävä kova pinta sekä iskuja ja muodonmuutoksia kestävä sisäosa. Karkaisussa pintakerrokseen muodostuu martensiittia. Koska martensiitin ominaisilavuus on suhteellisen suuri, kappaleen pintaan syntyy puristusjännitystä, joka parantaa kappaleen väsymiskestävyyttä. Kovan pintakerroksen paksuus on yleensä 0,5...2 mm eikä ylitä kolmea millimetriä käytännöllisistä syistä. (7, s. 105.)

Hiiletysteräksessä on hiiltä niin vähän 0,12...0,23 %, ettei karkaisussa sellaiseen päästä kovinkaan suuriin kovuuksiin. Hiiletysessä pinnan hiilipitoisuus kasvaa noin 0,8 %, jolloin sammutuksessa pinnan kovuus nousee noin 60 HRC (noin 700 HV) ja sisäosa tulee jäädä 35...40 HRC (350...400 HV), jolloin väsymiskestävyys on parhaimmillaan. Hiiletyskarkaistavien hammaspyörien karkaisusyvyys tulee olla  $0,2 \cdot \text{moduuli}$ . ”Moduuli on jakohalkaisijan suhde hammaslukuun”. (7, s. 105.)

Hiiletysessä kappaleen hehkutus tapahtuu hiiltä luovuttavassa aineessa. Yleensä hiiletyslämpötila on 920 astetta. Hiiletysaika riippuu hiiletysmenetelmästä ja se vaihtelee viidestä ja kymmeneen tuntiin. Hiiletysajalla saadaan määritettyä haluttu kerrospaksuus. (7, s. 110.)

## 5 VAIHTEISTON SUUNNITELU

Suunnittelutyö alkoi Toyotan C53-vakiovaihteiston purkamisella osiin, joka mahdollisti vakiohammaspyörien ja -akselien mittaukset. Vaihteiston purkamisen jälkeen oli helppo aloittaa välityksien suunnittelu, koska purkamisen ohella hahmottui myös se, minkä kokoiset uusien hammaspyörien tulisi olla. Samalla huomasimme, ettei alkuperäinen idea vakioakselien säilyttämisestä ole järkevää.

Suunnitteluun kuului 3D-mallinnus joka suoritettiin Autodesk Inventor Professional 2015 -ohjelmalla. Vaihteisto mitoitettiin kestämään 300 hevosvoimaa ohjelmiston laskentaosion avulla. Suunnitelmat tarkistettiin hammaspyörävälityksiä valmistavassa yrityksessä. Liitteenä 1 piirustukset vaihteistosta

### 5.1 Välityssuhteitten suunnittelu

Suunnittelun lähtökohdaksi asetettiin tilaajan puolesta erityisesti asfalttiradoille soveltuvan suorakytkentävaihteiston suunnittelu. Muita tilaajan esittämiä huomiioon otettavia asioita olivat muun muassa: moottorin tehoalue ja tavoiteltavat nopeudet eri vaihteilla.

Auton moottorin paras vääntömomentti saavutetaan 7 500 rpm ja paras teho 8 700 rpm. Vaihteen vaihto piste asetettiin tilaajan taholta 9 500 rpm. Tarvittaessa moottorin kierrosluvun rajoitinta eli vaihtopistettä voi nostaa 1 000 rpm ylöspäin.

Välityssuhteiden laskennassa täytyi ajatella monia asioita kuten huippunopeus, nopeus eri vaihteilla, moottorin pyörintänopeuden muutos vaihdetta vaihtaessa sekä uusien välitysten sopiminen vaihdelaatikon vakiokuoriin. Lisäksi kasvava ajovastus nopeuden noustessa otettiin huomioon suunnittelussa.

Välityssuhteiden suunnittelussa kerättiin tietoa Suomen eri kilparadoilta huippunopeuksien ja kaarreajonopeuksien osalta. Nopeustietoja saatiin kilpa-autoissa olevien GPS-paikantimien ja kilpa-autojen tiedonkeruun avulla.

Välityssuhteiden laskenta onnistui Excel-ohjelmalla tehdyn ajotilatutkimuksen avulla. Ajotilatutkimuksessa laskettiin muun muassa ajovastukset eri ajonopeuksilla, nopeudet kaikilla vaihteilla moottorin eri kierrosluvuilla. Kierroslukujen mitauspisteet olivat 1 000 – 9 500 rpm 250 rpm nousulla. Taulukossa 1 näkyy Toyotan C53-vaihteiston vakiovälitykset sekä lopulliset lasketut välitykset. Lasketujen välityksien nimityksenä taulukoissa käytetään kilpavälitykset.

**TAULUKKO 1. Vaihteiston välitykset**

Vaihteiston välitykset		
Kilpavälitykset		Vakiovälitykset
2,55	<b>1</b>	3,166
1,93	<b>2</b>	1,904
1,56	<b>3</b>	1,31
1,33	<b>4</b>	0,969
1,17	<b>5</b>	0,815

Taulukossa 2 on esitelty huippunopeudet kaikilla vaihteilla moottorin kierrosluvulla 9500 rpm. Taulukon arvojen avulla huomaa kuinka paljon varsinkin isoimmilla vaihteilla moottorin kierrosluvun nostaminen vaikuttaa loppunopeuteen.

**TAULUKKO 2. Huippunopeudet ja vetävän pyörän vetovoimat eri vaihteilla**

Huippunopeudet ja vetävän pyörän vetovoimat eri vaihteilla sekä eri rengaskoolla (km/h), (N)								
Vaihde	Vakio vaihteisto [km/h]		Vetovoima Fp [N] Hankook	Vetovoima Fp [N] Yokohama	Kilpavälitykset [km/h]		Vetovoima Fp [N] Hankook	Vetovoima Fp [N] Yokohama
	Hankook	Yokohama			Hankook	Yokohama		
1	79,41	75,02	5770,16	6113,37	98,78	93,32	4638,37	4909,87
2	132,04	124,74	3470,12	3676,52	130,33	123,12	3515,68	3721,47
3	191,91	181,30	2387,53	2529,54	160,85	151,95	2848,63	3015,38
4	259,44	245,10	1766,04	1871,08	188,60	178,17	2429,45	2571,65
5	308,47	291,41	1485,37	1573,72	215,43	203,51	2126,90	2251,40

Vertailun vuoksi taulukossa on ilmoitettu eri välityksien huippunopeudet kahdella käytettävissä olevalla rengaskoolla. ( Yokohama Advan R<sub>dyn</sub> 0,269 metriä

sekä Kumho V70A  $R_{dyn}$  0,285 metriä ) Kuten nopeuksista huomaa myös renkaan dynaaminen vierintäsäde  $R_{dyn}$  vaikuttaa nopeuteen eli lopulliseen välitykseen huomattavasti. Myös tämä on otettu huomioon välityksien suunnittelussa siten, että eri radoille on mahdollisuus muokata välityksiä muuttamalla rengaskokoa. Lisäksi taulukossa on vetäviltä pyöriltä saavutettava vetovoima kunkin vaihteen huippunopeuksissa.

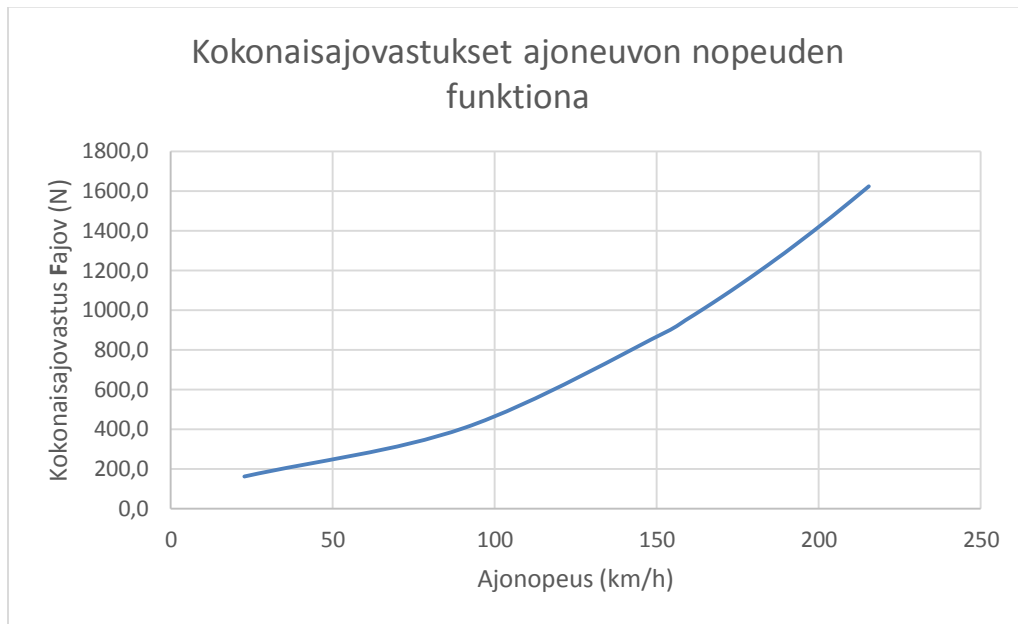
Taulukossa 3 on esitelty moottorin pyörintänopeuden laskeminen vakio- sekä kilpavälityksillä vaihdetta vaihtaessa. Taulukoista huomaa, että kilpavälitykset on laskettu niin, että moottori pysyisi ajon aikana parhaalla teho- ja vääntöalueella.

*TAULUKKO 3. Moottorin pyörintänopeuden muutos vaihdetta vaihtaessa*

<b>Moottorin kierrosluvun muutos vaihdetta vaihtaessa (rpm)</b>		
Vaihteen vaihto	Vakio vaihteisto	Kilpa välityksillä
1 - 2	3650	2300
2 - 3	2975	1800
3 - 4	2550	1450
4 - 5	1500	1150

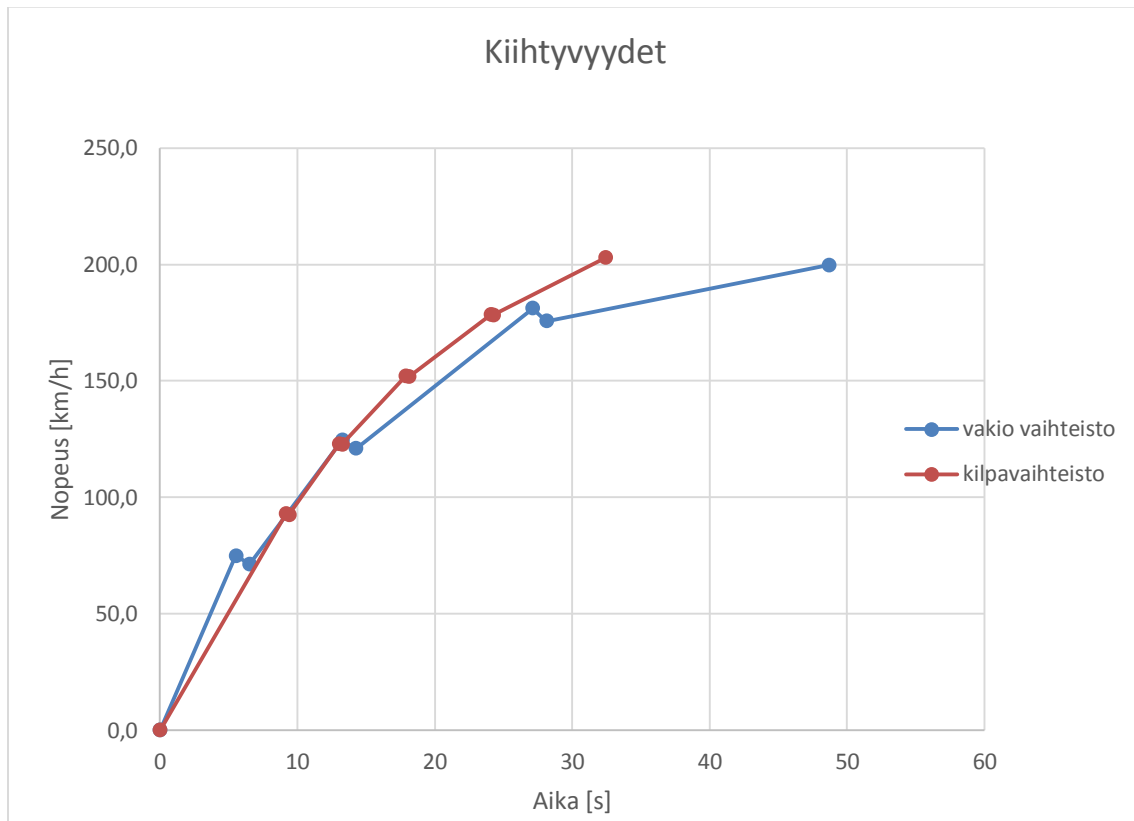
Nopeuden mukaan kasvava ajovastus otettiin suunnittelussa huomioon vaihteiden välityksien tihentämisellä vaihteita ylöspäin vaihtaessa pyrkimyksenä saavuttaa ajoneuvon maksimi kiihtyvyys ja nopeus rata-ajossa. Kuvassa 22 on esitetty kokonaisajovastuksen ( $F_{ajovastus}$ ) kasvaminen nopeuden funktiona.





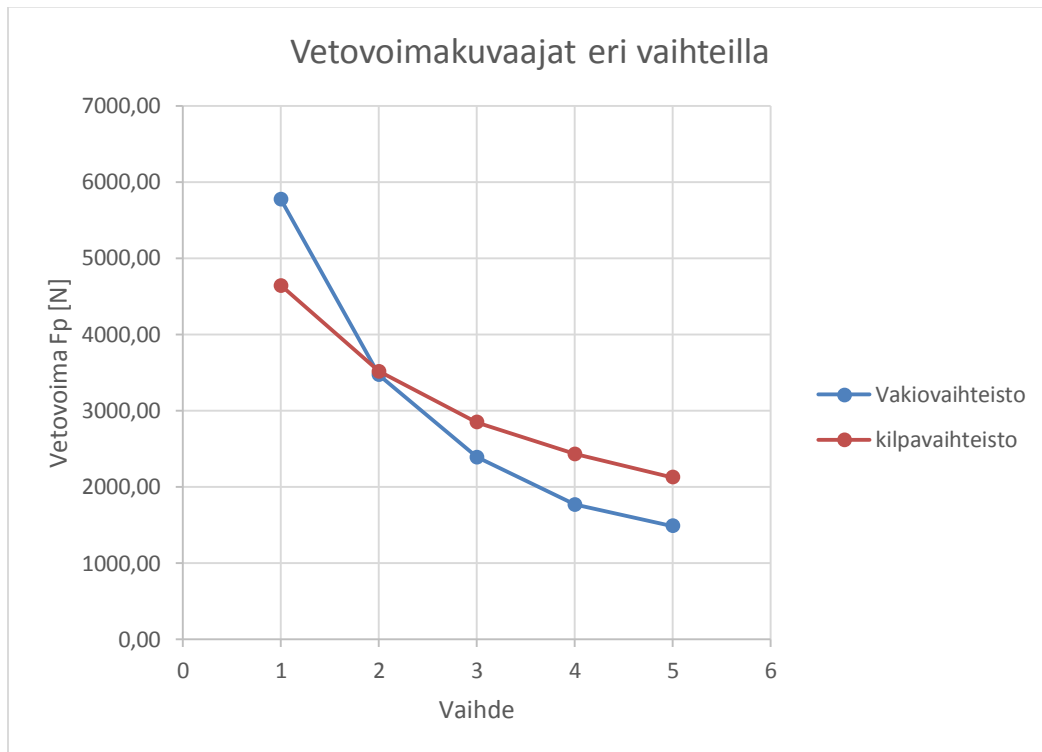
*KUVA 22. Kokonaisajovastukset nopeuden funktiona*

Suorituskykyarvojen vertailu suoritettiin teoreettisesti laskemalla. Kuvassa 23 on vertailtu kiihtyvyyksiä vakio- ja suunnitellun kilpavaihteiston välillä. Taulukosta huomaa, että ykkösvaihteella ajoneuvo kiihtyy hieman paremmin kuin vakio-vaihteistolla tiuhemman välityksen ansiosta, mutta kakkosvaihteesta eteenpäin kilpavaihteisto vie voiton ja noin 200 km/h nopeuden saavuttaessa kiihtyvyyden erotus ajallisesti on jo 16 sekuntia. Lisäksi vakiovaihteistolla kiihtyvyys muuttuu negatiiviseksi viitosvaihteella, joten sitä ei otettu huomioon kiihtyvyyssvertailussa vaan vertailu tapahtui kilpavaihteiston maksiminopeuteen saakka.



KUVA 23. Kiihtyvyydet

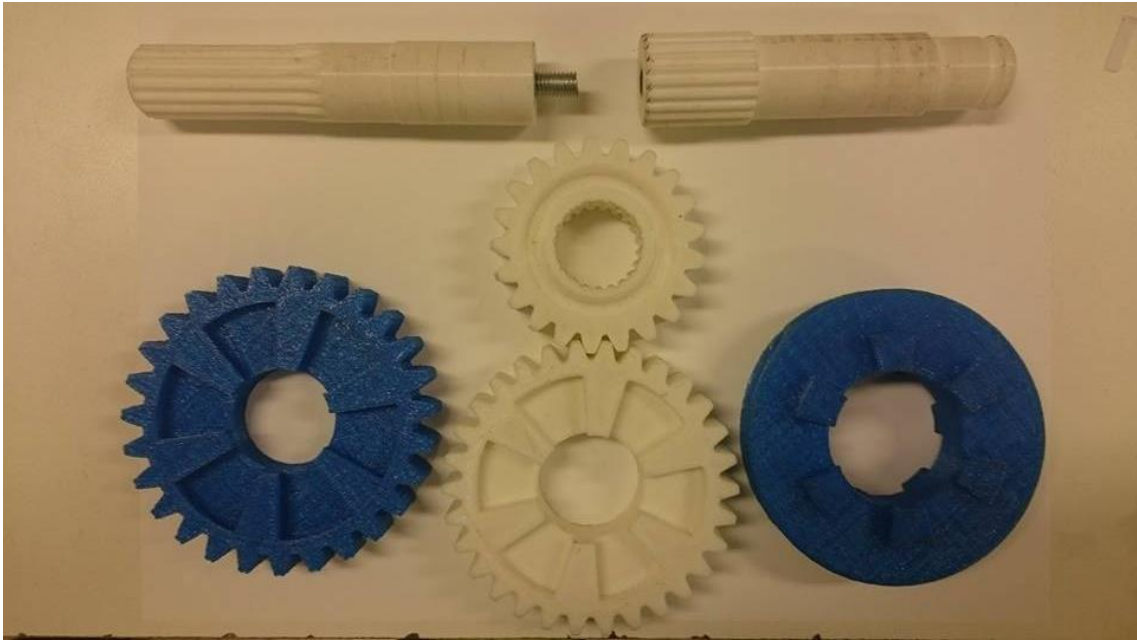
Kuvassa 24 käsitellään vetovoima kuvaajia eri vaihteilla vakio- ja kilpavaihteiston kesken. Myös tässä suorituskykyvertailussa huomaa sen että vakio vaihteistolla vetovoima on parempi ykkösvaihteella tiuhemman välityksen ansiosta, mutta muilla vaihteilla kilpavälitykset vie voiton. Työn kohdassa 3 on kerrottu tarkemmin ajotilatutkimuksesta ja esitelty laskennassa käytetyt kaavat.



KUVA 24. Vetovoimakuvaaja eri vaihteilla

## 5.2 Akselien ja hammaspyörien suunnittelu

Osien suunnittelun tukena käytettiin hammaspyörien ja akseleiden 3D-tulostusta, jolloin eri teknisten ratkaisujen toimivuutta oli helppo testata käytännössä tulostetuilla reaalikokoisilla osilla. Tämä toi myös kustannussäästöjä toimivan lopputuotteen ansiosta. Kuvassa 25 on suunnittelun aikana tulostettuja osia. Työn kohdassa 2 on tutustuttu tarkemmin akseleiden ja hammaspyörien laskentaan sekä teoriaan.



*KUVA 25. 3D-Tulostimella tulostettuja vaihteiston osia*

### **5.2.1 Akselien suunnittelu**

Alkuperäiset akselit ovat paksuudeltaan ohuimmillaan 22 mm ja 25 mm, suunnitellut akselit kasvoivat 28 mm:iin ja 30 mm:iin. Valmistus materiaali oli tilaajan määräämä läpikarkeneva hiiletysteräs 18CrNiMo. (Kuva 26 ja 27.)



*KUVA 26. Kuvassa on vaihteiston vakioakselit, joista ylimmäinen on kytkinakseli ja alimmainen pääakseli*

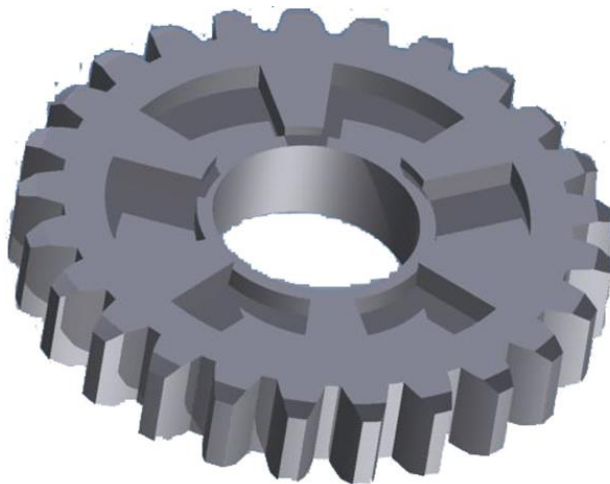


*KUVA 27. Suunnitellut akselit vasemmanpuoleinen on kytkinakseli ja oikeanpuoleinen on pääakseli*

Hammasrattaiden valmistusmenetelmästä johtuen akseleihin tehdään uritukset, joihin hammaspyörät paikoitetaan lukkorenkaita apuna käyttäen. Tämä liitântä-tapa helpotti urituksen suunnittelua akseleihin.

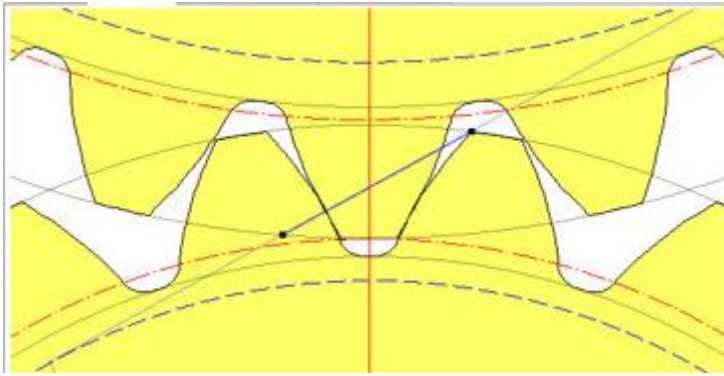
### **5.2.2 Hammaspyörien suunnittelu**

Hammaspyörät muuttuivat oleellisesti, sekä kooltaan että tyyliltään. Hammaspyörien paksuus suureni alkuperäisestä 14 mm:stä 18 mm:iin. Lisäksi alkuperäinen hammaspyörän vinohammasprofiili muuttuu suorahammasprofiiliin. (Kuva 28.)



*KUVA 28. Ylimmäisenä vakiokytöntäras ja alimmaisena suunniteltu kytöntäras*

Suunnittelussa yksi tärkeimmistä asioista oli profiilinsiirto (kuva 29), joka muo-  
vaa hampaan profiilia siten että siitä tulee kestävämpi ja pyörintävastus piene-  
nee. Voiman suunta muuttuu, se suuntautuu enemmän akseleihin kuin vaihteis-  
ton kuoriin. Plusmerkkinen profiilinsiirto levittää hampaan juurta, jolloin ham-  
maspyörän hammastuksesta tulee kestävämpi. Valmistusmateriaali on tilaajan  
määräämä läpikarkeneva hiiletysteräs 18CrNiMo. Profiilinsiirrosta on kerrottu  
tarkemmin edellä kohdassa 2.1.6.



*KUVA 29. + merkinen profiilinsiirto, jossa hampaan tyvi levenee*

### **5.3 Vaihteensiirtäjien muokkaaminen**

1 - 2 vaihteensiirtäjä pysyy vakiona, mutta 3 - 4 siirtäjä vaihtuu eri akselille verraten vakio vaihteistoon. Lisäksi uusi 3 - 4 siirtäjä muokataan toisesta 1 - 2 siirtäjästä. Siirtäjän akselia (kuva 30.) ja vaihteiston kuoria joutuu myös hieman muokkaamaan, jotta vaihteensiirtäjä mahtuu liikkumaan.



*KUVA 30. Vaihteiston siirtäjä akselit*

Kuvassa 30 ylimmäisenä on vakioakseli ja alimmaisena muokattu. Vakion pituus on 183 mm ja jatkettun 215 mm. Muokkauksen ansiosta 3-4 vaihteensiirtäjä pääsee liikkumaan tarvittavan määrän.



*KUVA 31. Vaihteistonkuorien sisäpuolinen muokkaus*

Muokattu kohta on jyrsitty 30 mm syväksi ja se on merkattu mustalla laatikolla kuvassa 31. Materiaalin poiston avulla mahdollistui vaihteensiirtäjän tarpeellinen liikkuminen.

#### **5.4 Osien valmistuksen suunnittelu**

Osien valmistuksessa tarvittaviin työstömenetelmiin on tutustuttu tarkemmin työn aikaisemmassa osiossa kohdassa 4.

Inventor -ohjelmistolla suunnitellut osat avattiin yksitellen MasterCam X8 -ohjelmistolla työstöratojen suunnittelua varten. Työstöradat suunniteltiin siten, että



niihin sisäreikiin, joihin tulee laakeri, työstetään tässä vaiheessa 0,5 mm pienempi reikä kuin lopullinen. Reiät avarretaan karkaisun jälkeen oikeaan mittaan. Akselit taas jätettiin 0,5 mm ylikokoon ja karkaisun jälkeen ne hiotaan oikeaan mittaan. Näillä toimenpiteillä varmistetaan, että karkaisun jälkeenkin osat ovat oikeissa mitoissaan.

Uritus hammaspyörien keskireikiin suoritetaan CNC-sorvilla höyläämällä ne itse modifioidulla (kuva 32.) erikoistyökalulla ura kerrallaan. Urituksiin jätetään tuntuva välys, tällä taataan kytkentäpyörien liikkuminen vaivattomasti. Hammaspyörien sekä akselien hammastus jyrksitään vierintäjyrsinkoneella suunniteltujen moduulikokojen mukaisesti.



*KUVA 32. Kuvassa on hammaspyörien ja kytkentäpyörien uritusten valmistusta varten muotoon hiottu terä*

KytKentäpyörien kytkentähampaiden työstöä varten tilataan erikoisterät mittatilaustyönä (kuva 33.) pyrkimyksenä saada kytkentähampaiden kylkikulmat samanlaisiksi. Kylkikulmien samanlaisuus on vaihteiston käyttöikä ja käytettävyyttä parantava ominaisuus.



*KUVA 33. Mittatilaustyönä teetetty jysinterä, joka on tarkoitettu kytKentäpyörien kytKentähampaiden tartunta kulmien työstämistä varten*

Lopuksi työstettävät osat lähetetään karkaisuun, jonka jälkeen osat viimeistellään suunniteltuihin mittoihin ja toleransseihin. Metallin lämpökäsittelystä on kerrottu tarkemmin kohdassa 4.2. Viimeisenä vaihteisto kootaan ja testataan toimivuus. Mikäli kaikki sujuu suunnitellusti, niin mahdollisesti aloitetaan suorakytkentävaihteistojen suunnittelu eri vaihteistoihin.

## 6 POHDINTA

Työssä suunniteltiin toimiva suorakytkentävaihteisto Toyotan C53-vaihteistoon. Alkuperäinen tavoite oli valmistaa pelkät hammaspyörät ja käyttää vakioakseleita, mutta idea osoittautui huonoksi välittömästi vakiovaihteiston purkamisen jälkeen. Matkan varrella oli monenlaisia mutkia ja hieman esteitä, mutta niistä selvittiin työn tilaajan kanssa kiitettävästi.

Suunnittelutyön tavoitteena oli varmatoiminen ja olemassa olevalla kalustolla kustannustehokkaasti valmistettava kilpa-auton vaihteisto. Ulkoisesti vaihdelaatikko pidettiin tietoisesti alkuperäisenä, jolloin kytkentä moottoriin, vetoakseleihin ja muihin laitteisiin on toteutettavissa ilman kalliita erikoisratkaisuja. Myös vaihteiston yleisyyden takia vaihdelaatikon aihioita on saatavilla edullisesti.

Työ opetti paljon vaihteistoihin liittyviä asioita. Aikaisempi tieto vaihteiston tarkasta toiminnasta oli työn tekijälle ja työn tilaajalle pimennossa. Vaihteiston kuoret pysyivät alkuperäisinä, mutta kuorien sisällä joutui tekemään melko suuria muokkauksia joihinkin osiin. Hammaspyörät ja akselit uudistuivat täysin. Vaihteensiirtäjiä ja siirtäjän akseleita joutui muokkaamaan ja sitä kautta joutui muokkaamaan myös vaihteiston kuoria sisäpuolelta.

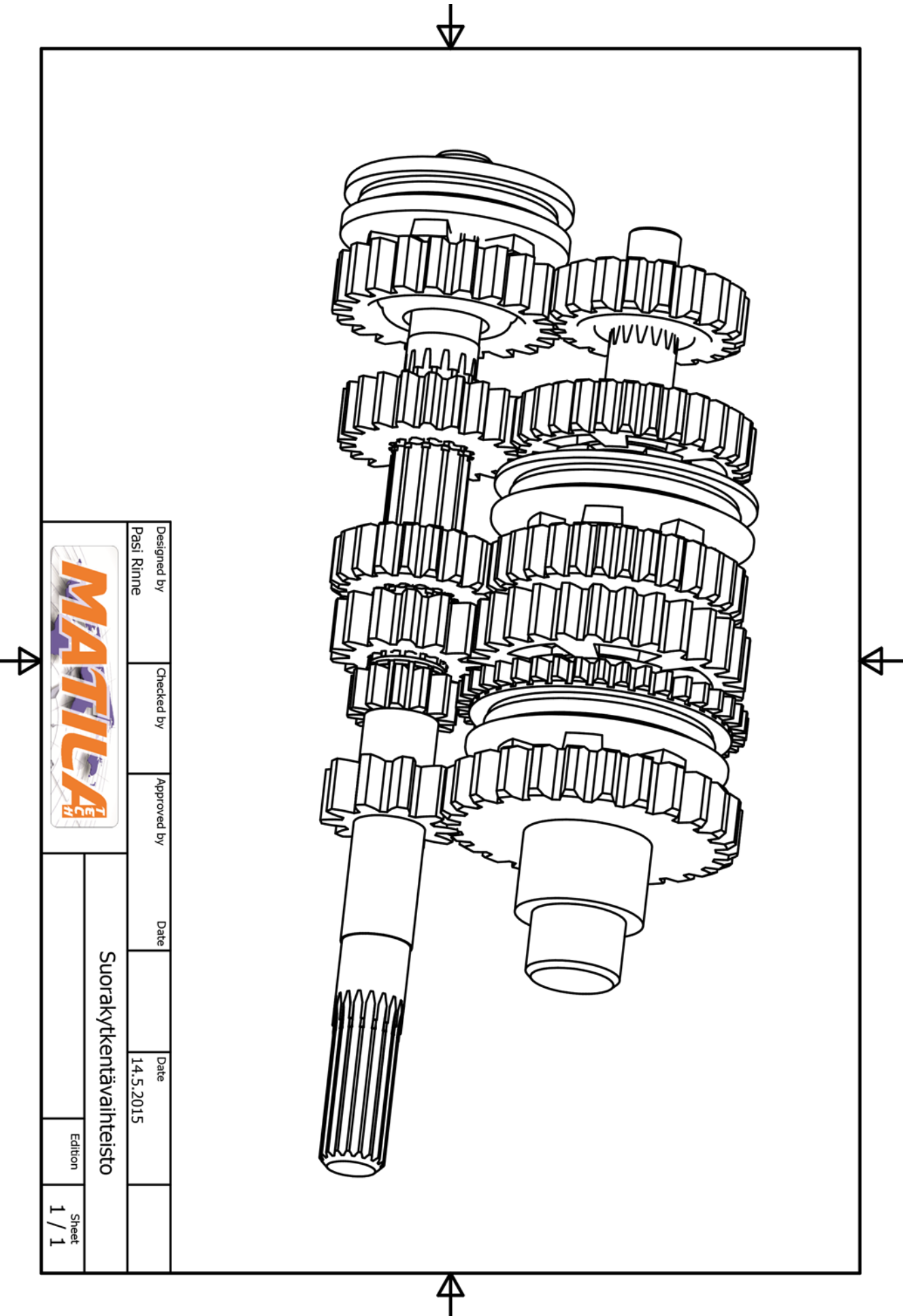
Asetetut tavoitteet työn osalta täyttyivät kohtuullisen hyvin lukuun ottamatta työn valmistumisajankohta, joka venyi hieman. Aikataulua tehdessäni olin liian optimistinen ajatellen työn teoriaosion valmistumiseen käytettäviä tunteja. Lisäksi olisi pitänyt aloittaa itse teorian kirjoittaminen aikaisemmin sekä jaksottaa sitä paremmin käytännön työn ohessa.

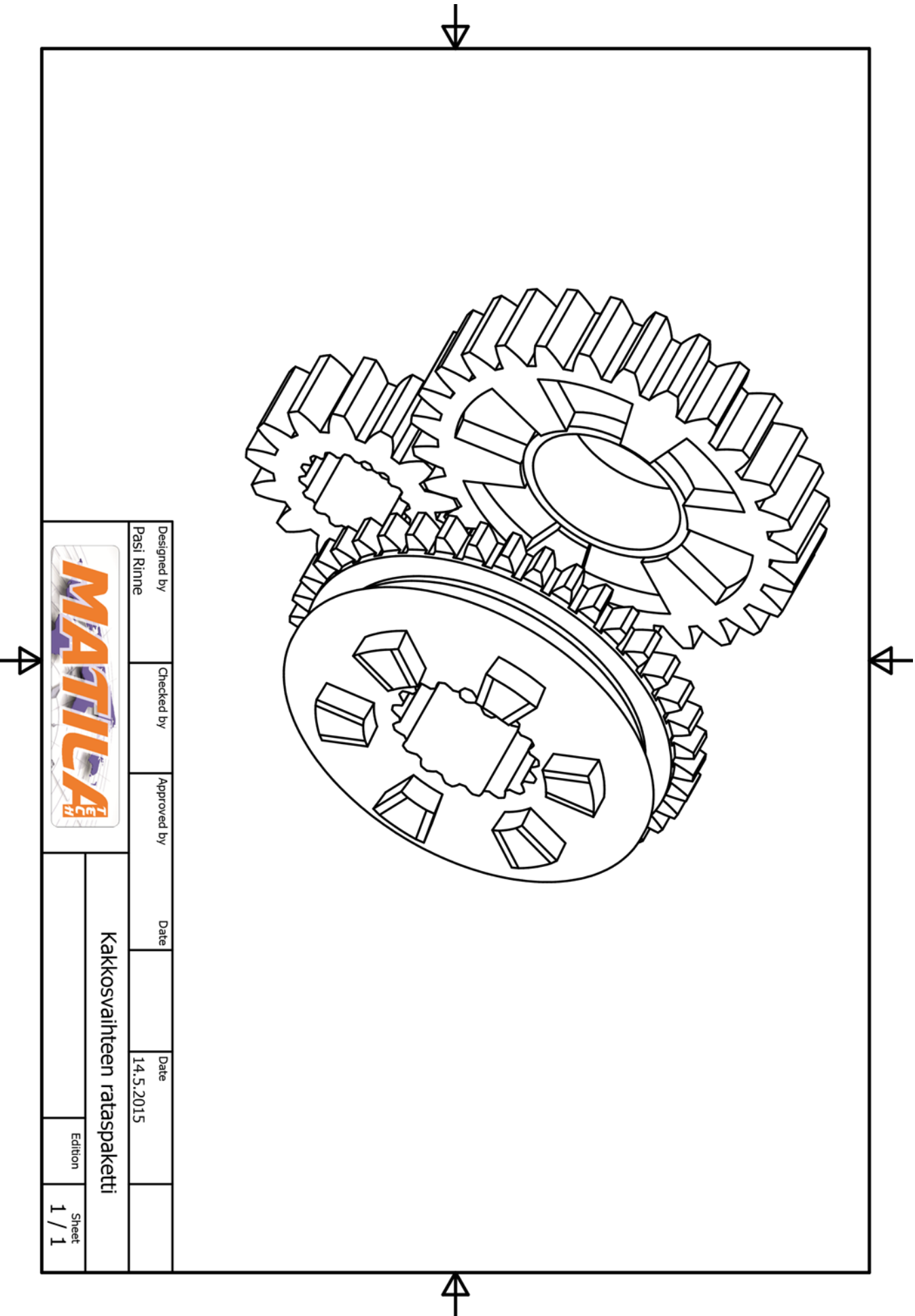
Kaiken mennessä suunnitelmien mukaan, yrityksessä jatketaan suorakytkentävaihteistojen suunnittelua ja valmistusta myös erimerkkisten ajoneuvojen vaihteistoihin. Tarkoituksena olisi tulevaisuudessa valmistaa ainakin Volvo- ja Volkswagen-merkkisten ajoneuvojen suorakytkentävaihteistoja. Suunnittelussa on kyseisten merkkien vaihteistot, koska niitä on paljon käytössä autourheilussa Suomessa.

Jatkossa kilpavaihteistojen kehityksen kannalta mielestäni tärkeää olisi keskittyä tarkemmin muun muassa vaihteiston hyötysuhteen parantamiseen, jotta voimahäviö vaihteistossa saataisiin mahdollisimman pieneksi. Vaihteistojen suunnitteluun sekä valmistukseen tuli tässä työssä paljon tärkeää tietoa, joka nopeuttaa jatkossa valmistusta. Hyötysuhteiden mittaus, suunnittelun ja valmistuksen laatuvaatimukset voidaan varmentaa esimerkiksi Oulun ammattikorkeakoulun auto- ja moottorilaboratoriossa olevilla testausvälineillä.

## LÄHTEET

1. Karhima, Matti 2011. Autotekniikka 6. 1.painos. Keuruu: Otava.
2. Hammaspyörät. 1989. 3. painos. SFS-käsikirja 24. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS.
3. Blom, Seppo – Lahtinen, Pekka – Nuutio, Erkki – Pekkola, Kari – Pyy, Seppo – Rautiainen, Hannu – Sampo, Arto – Seppänen, Pekka – Suosara, Eero 1999. Koneenelimet ja mekanismit. 4. painos. Helsinki: Oy Edita Ab.
4. Laine, Olavi 1979. Autotekniikka. 3.painos. Tampere: Oy Sonator AB.
5. Ihalainen, E. – Aaltonen, K. – Aromäki, M. – Sihvonen, P. 2009. Valmistustekniikka. 13. painos. Helsinki: Hakapaino Oy.
6. Helsingin hammaspyörä Oy. Saatavissa: <http://www.hammaspyora.fi/koneet/>. Hakupäivä 17.4.2014.
7. Koivisto, Kaarlo – Laitinen, Esko – Niinimäki, Matti – Tiainen, Tuomo – Tiilikka, Pentti – Tuomikoski, Juho Konetekniikan materiaalioppi. 2010 12.-13. painos. Helsinki: Edita Prima Oy.





Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
Pasi Rinne			14.5.2015		
Kakkosvaihteen rataspaketti					
Edition				Sheet	
1				1 / 1	